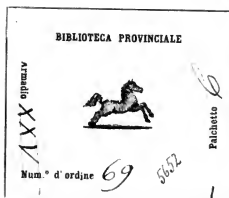




20 9 38



19.e 40

B. Prov.

I

2382

DE L'ÉTAT ACTUEL
DE LA
NAVIGATION PAR LA VAPEUR

Imprimerie de GUIRAUDET et JOUAUST, rue Saint-Honoré, 515.

608599

DE L'ÉTAT ACTUEL
DE LA
NAVIGATION PAR LA VAPEUR
ET
DES AMÉLIORATIONS

DONT LES NAVIRES ET APPAREILS A VAPEUR MARINS SONT SUSCEPTIBLES;

DEUXIÈME

DE NOTES EXPLICATIVES, TABLEAUX, PROJETS, ETC.

OUVRAGE PUBLIÉ

SOUS LES AUSPICES DU MINISTRE DE LA MARINE.

Par A. Campagnar,

Ancien élève de l'École polytechnique, chevalier des ordres royaux de la Légion-d'Honneur et de François I^{er} des Deux-Siciles, ex-ingénieur des constructions navales, attaché au service spécial de la correspondance d'Afrique, chargé au port de Toulon (1833 à 1841) des ateliers des bâtiments et machines à vapeur et de diriger la rédaction et l'impression lithographique de *l'Atlas du Génie maritime*.



PARIS,
LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE
DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),
QUAI MALAKAIS, 15.

1842

PP2800



TABLE DES MATIÈRES.

INTRODUCTION.	Pag. IX
CHAPITRE I. — <i>Théorie générale des bâtiments à vapeur mus par des roues à aubes.</i>	
§ 1. Mouvement dans une eau tranquille	1
§ 2. Observations sur le mode d'action des roues à aubes ordinaires et sur leurs proportions, eu égard à la force de la machine et à l'immersion des aubes par suite du chargement du navire.	6
§ 3. Relations entre la force de la machine et les dimensions du navire.	8
§ 4. Mouvement dans des courants.	11
§ 5. Mouvement par les actions combinées de la force du vent et de celle de la vapeur.	12
§ 6. Mouvement des bâtiments à vapeur employés comme remorqueurs.	14
§ 7. Influence des poids de l'appareil et du combustible sur la vitesse obtenue par les bâtiments à vapeur.	18
§ 8. Influence de la puissance de l'appareil dans diverses applications des bâtiments à vapeur.	20
§ 9. Application des formules de la théorie générale du mouvement des bâtiments à vapeur dans une eau tranquille, et détermination des valeurs numériques des coefficients de ces formules.	22
Tableaux comparatifs des calculs faits sur des navires et machines à vapeur de différente force	31
CHAPITRE II. — <i>Appareils à vapeur marins.</i>	
§ 1. De la machine à vapeur en général.	36
§ 2. Du système de machines à vapeur appliquées à la navigation.	39

	Pages.
§ 3. De la structure des machines à vapeur marines.	44
§ 4. Méthode pratique suivie en Angleterre pour évaluer la force des machines à vapeur à basse pression.	49
Tables des dimensions des cylindres et des vitesses des pistons des machines à vapeur à basse pression.	51 à 56
§ 5. Comparaison de la méthode anglaise à celle proposée en France pour évaluer la force des machines à basse pression.	57
§ 6. De la détente de la vapeur et de l'avance du tiroir dans les machines marines à basse pression.	60
Observations sur l'emploi d'une détente ou expansion variable dans les machines à vapeur.	70
§ 7. Du meilleur système de construction à adopter pour les machines à vapeur marines.	74
§ 8. Du meilleur système de chaudières à vapeur marines.	75
Tableau comparatif des calculs faits sur des chaudières marines de différente force, et observations sur ce tableau.	81
§ 9. De la partie de l'appareil destiné à agir contre la résistance que l'eau oppose à la marche du navire, ou des roues à aubes.	85
§ 10. Des roues à aubes ordinaires et des roues à aubes mobiles agissant verticalement dans l'eau.	88

CHAPITRE III. — *Navires à vapeur marins.*

§ 1. Des proportions et de la forme de la carène des navires à vapeur. . .	97
§ 2. Du système de construction des navires à vapeur.	100
§ 3. Des installations et du grément des bâtiments à vapeur.	103

CHAPITRE IV. — *Résumé des améliorations dont les appareils et les navires à vapeur marins sont susceptibles.*

105

NOTES EXPLICATIVES, APPLICATIONS, PROJETS, etc.

Note I. Comparaison des roues à aubes ordinaires avec les roues à aubes mobiles, et recherches sur les lois qui régissent le mouvement des bâtiments à vapeur.	115
Des aubes <i>amovibles</i> servant à varier le diamètre des roues.	132
Expériences pour déterminer le rapport de la vitesse à la puissance d'un bâtiment à vapeur.	135
Table de comparaison de la route oblique à la route directe d'un bâtiment à vapeur.	145

TABLE DES MATIÈRES.

VII

Pages.

Note II. De la navigation par la vapeur dans les longues traversées, et de son application aux grands bâtiments construits en Angleterre pour les voyages transatlantiques	146
Des bâtiments à vapeur en fer.	163
Note III. Détails sur les machines à vapeur à simple effet des mines des comtés de Cornwall et de Devon.	167
Note IV. Quantités de charbon consommé par les différents systèmes de machines à vapeur, d'après des expériences faites en France sur les machines employées à terre.	171
Note V. Du procédé inventé par M. Chais, de Maurice, pour empêcher les dépôts calcaires dans les chaudières à vapeur.	173
Note VI. Des appareils de sûreté pour prévenir les explosions des chaudières à vapeur.	179
Note VII. Du nouveau service accéléré des bateaux à vapeur pour le transport de marchandises et voyageurs, dans la remonte du Rhône, d'Arles à Lyon, et, en général, de l'application de la vapeur à la navigation intérieure.	182
Observations sur les bateaux à vapeur d'Amérique.	193
Note VIII. Méthode pratique employée en France pour évaluer la force des machines à vapeur, d'après M. Poncelet.	202
Note IX. Tracé du mécanisme appelé parallélogramme, en anglais <i>parallel-motion</i>	211
Note X. Relations qui existent entre la marche du tiroir et celle du piston dans les machines à vapeur marines, et tracé géométrique de la courbe représentant ces relations.	216
Note XI. Observations sur les chaudières du <i>Lavoisier</i> de 220 chevaux, et du <i>Brasier</i> de 100 chevaux.	230
Observations sur les chaudières et les machines.	235
Note XII. Application d'un appareil à vapeur comme moteur secondaire ou occasionnel sur un vaisseau de ligne.	239
Projet de bâtiment à vapeur de la force de 180 chevaux. — Résultats des calculs de déplacement, de stabilité et de voilure.	246
Projet de paquebot à vapeur transatlantique.	258
Avant-projet d'appareil à vapeur marin de la force nominale de 450 chevaux.	272
Observations sur le diamètre des roues, le nombre et les dimensions des pales des paquebots transatlantiques, dont les appareils sont construits d'après les plans de MM. Schneider	286
Note de M. Labrousse sur l'application de la détente variable aux machines à vapeur marines.	291

	Pages.
Conclusions d'un mémoire de M. Reech sur les machines à vapeur, et leur application à la navigation maritime.	299
Renseignements sur les bâtiments à vapeur anglais, recueillis par M. Moissard.	305
Dimensions principales d'appareils à vapeur marins de différente force.	312
Devis des poids des diverses pièces de machines et chaudières.	318
Méthodes de jaugeage anglaise et française pour les navires à vapeur.	322
Dimensions des mâts et vergues pour un bâtiment à vapeur de guerre de 220 chevaux, en mesures anglaises et françaises.	325
Nomenclature technique anglaise et française relative aux machines et navires à vapeur.	327

ERRATA.

Pages. Lignes.

- 4 49 v au lieu de r.
 14 26 V^2 au lieu de V^3 .
 48 note (3) Nous venons de nous apercevoir que nous avons été mal renseigné au sujet de la machine à double tige de piston de MM. Maudslay. Cette machine doit être la même que celle décrite dans l'ouvrage du docteur Lardner, 7^e édition, p. 468, art. 226. En acceptant comme vraie l'information d'après laquelle nous avons rédigé la note (3), nous n'avions pas porté notre attention sur les difficultés pratiques que présenterait l'adoption d'un piston annulaire.
 49 1^{re} de la note, ajoutez les avant constructeurs.
 53 8 et N au lieu de et par N.
 53 28 $(d-1)^2$ au lieu de $(d-1)$.
 64 13 correspondent au lieu de correspond.
 70 48 prendre au lieu de produire.
 77 26 $7\frac{1}{2}$ au lieu de $7\frac{1}{4}$.
 156 8 $p' : p :: e' : e$ au lieu de $p' : p :: e$.
 189 dernière 1^{re} 3^{me} au lieu de 1.
 197 44 464.42 au lieu de 46.442.
 213 fig. 1 la ligne pleine partant de l'extrémité B du balancier doit être prolongée et terminée au point marqué P—O.
 300 13 Ajoutez : et le diamètre de leurs roues trop grand.
 304 48 $\frac{1}{2}$ au lieu de $\frac{1}{4}$.
 304 48 minimum au lieu de maximum.
 308 12 Ajoutez : et le diamètre des roues trop grand.
 303 15 Id. ni le diamètre des roues trop grand.

INTRODUCTION.

Dans un ouvrage de la nature de celui-ci, l'histoire de l'invention de la machine à vapeur et de son application à la navigation peut se résumer de la manière suivante :

Année 1645. — Salomon de Caus, mécanicien français, est le premier qui ait eu l'idée d'employer la force élastique de la vapeur aqueuse, dans la construction d'une machine hydraulique propre à opérer des épuisements.

1690. — Après lui, un autre Français, Denis Papin, a proposé de la faire agir par l'intermédiaire d'un piston se mouvant dans un cylindre, et de la combiner avec la propriété dont cette vapeur jouit de se précipiter par le froid. Il est le premier qui se soit occupé de l'application de ce moteur à la navigation, et a même décrit un système de machines à actions combinées, assez semblable à celui qui est adopté en ce moment pour suppléer au volant sur les bateaux à vapeur. Huit ans auparavant, il avait inventé la soupape de sûreté.

1698. — L'Anglais Savery, en construisant la machine à élever l'eau

qui porte son nom, a le premier réalisé l'idée de Salomon de Caus.

1705. — Les Anglais Newcomen, Cawley et Savery, ont exécuté la première machine à simple effet, dite *atmosphérique*, sur les principes imaginés par Papin, et ils y ont introduit le perfectionnement de la condensation de la vapeur par injection directe de l'eau dans le cylindre.

1740. — Papin a inventé la machine à vapeur à haute pression sans condensation, en y employant un robinet de distribution à quatre ouvertures.

1769. — Les nombreuses et admirables découvertes de Watt ont porté la machine à vapeur à l'état de perfectionnement où nous la voyons de nos jours.

1807. — L'Américain Fulton est le premier qui ait complètement réussi dans l'application de cette machine à la navigation.

Les recherches d'un de nos plus illustres académiciens (1) ont prouvé, avec une évidence mathématique, que la France a eu la première part à l'invention du moteur puissant à l'aide duquel notre siècle a produit tant de merveilles. Mais ici surtout se vérifie ce vieux proverbe populaire : *Le Français invente, et l'Anglais perfectionne*. Nos voisins d'outre-Manche, dont on ne peut contester la supériorité en industrie, nous ont presque toujours devancés dans l'application des inventions mécaniques. C'est par eux qu'ont été construites les premières machines à vapeur qui aient réalisé quelque succès (2).

(1) Voyez la notice de M. Arago sur les machines à vapeur, publiée dans l'*Annuaire du bureau des longitudes*, années 1830 et 1837.

(2) L'éclairage au gaz est d'invention française. C'est Philippe Lebon, ingénieur des ponts et chaussées, qui, dès 1786 à 1786, en conçut la première idée; et cette

La navigation par la vapeur a pris naissance en Amérique, aucun pays n'étant plus favorablement situé pour profiter des ressources qu'offraient les premières tentatives en ce genre. L'Angleterre chercha à en utiliser les avantages, en les appropriant à la nature de sa position géographique, et ce mode de navigation y reçut en quelques années un développement et des améliorations rapides.

La France, qu'on ne trouve jamais en arrière lorsqu'il s'agit d'encourager les arts qui peuvent contribuer à la gloire et à la prospérité des nations, a été aussi des premières à s'occuper de la navigation par la vapeur. Mais, en voulant tout créer par ses propres moyens, elle n'obtint d'abord que des résultats fort incertains. Il était naturel d'aller chercher des exemples dans les contrées où l'emploi de ce mode de navigation avait déjà reçu un grand accroissement (1).

En 1822, le ministre de la marine envoya aux Etats-Unis et en Angleterre un ingénieur dont le mérite et les connaissances spéciales répondaient des fruits qu'on devait recueillir d'une mission aussi importante. Le mémoire de M. Marestier, en donnant l'appréciation exacte et la discussion raisonnée des choses étudiées sur les lieux, fournit les moyens certains de construire des bâtiments à vapeur ayant les mêmes qualités que ceux qui naviguaient dans ces parages. Son ouvrage restera comme un document précieux à consulter; et ses formules générales, déduites de calculs fort simples, trouvent encore leur application lorsqu'il s'agit de comparer entre eux des bâtiments à

invention, appliquée et perfectionnée, nous est revenue d'Angleterre plusieurs années après la mort de Lebon, vivement affecté par l'indifférence de ses concitoyens.

Nous nous bornerons à une seule autre citation : Les chaudières tubulaires, généralement adoptées jusqu'à présent pour les locomotives des chemins de fer, sont dues à un ingénieur français, M. Séguin.

(1) • Le premier élan vers les améliorations de tout genre a été donné à la marine • par la publication des voyages de M. le baron Charles Dupin dans la Grande-Bretagne. • (Rapport sur le matériel de la marine, par M. le baron Dupinier. 1838, page 82.)

vapeur arrivés au degré de perfectionnement qu'ils ont acquis depuis cette époque (1).

Plus tard, un autre ingénieur de la marine, qui s'était déjà fait connaître par plusieurs productions remarquables en mécanique, M. Hubert, directeur des constructions navales à Rochefort, fut chargé d'aller en Angleterre pour y traiter, au compte du ministère de la marine, de l'acquisition de machines à vapeur propres à faire mouvoir un bâtiment de la force nominale de 460 chevaux. La description que cet ingénieur a donnée de l'appareil du *Sphinx* est un modèle à suivre dans l'examen pratique et détaillé de toutes les parties qui composent un appareil à vapeur marin.

Les machines du bâtiment à vapeur *le Sphinx*, construites dans les ateliers de M. Fawcett, de Liverpool, l'un des plus habiles fabricants de l'Angleterre, se distinguent par une précision d'exécution et une solidité dans leur structure qui les rendent propres à résister aux mers les plus dures, et qui ne donnent lieu qu'à des réparations fort rares; mais ces avantages sont compensés par un plus grand poids de l'appareil évaporatoire et de l'appareil moteur, et une consommation de combustible plus grande que dans les machines de même force construites par d'autres fabricants anglais, au nombre desquels M. Maudslay doit figurer au premier rang.

Néanmoins l'apparition de ce bâtiment amena d'importantes améliorations dans notre marine à vapeur. Les résultats de ses premiers essais dépassèrent beaucoup ceux qu'on avait pu obtenir jusque là de quelques bateaux dont les machines avaient été fabriquées en France avec les secours d'ouvriers mécaniciens anglais. Les mêmes avanta-

(1) Les formules de M. Marestier sont citées dans plusieurs ouvrages anglais à côté de celles de Tredgold, qui ne gagnent pas à cette comparaison : car, lorsqu'il s'agit de formules empiriques, les plus simples sont aussi celles dont l'application est la plus commode et offre le plus d'exactitude, en donnant aux coefficients de ces formules des valeurs numériques en rapport avec les progrès de l'art. (Ch. I, § 9.)

ges furent signalés, à cette époque, dans les paquebots affectés à la correspondance de Corse, dont les plans avaient été rédigés par M. l'ingénieur Vincent, de concert avec les constructeurs de machines MM. Maudslay et Fawcett; et l'on put remarquer que les défauts qui firent abandonner successivement les bâtiments à vapeur que possédait déjà notre marine consistaient non seulement dans le système vicieux et la mauvaise exécution des appareils, mais principalement dans l'inobservation des relations indispensables qui doivent régner entre la force et le poids des machines et les proportions des navires destinés à les recevoir.

A dater de l'année 1830, le navire et les machines du *Sphinx* furent adoptés pour types de construction dans la marine militaire. Nos bâtiments à vapeur, dont les machines provenaient de l'usine royale d'Indret ou de celles de l'industrie particulière, approchèrent très près des qualités de leur modèle, et l'on put désormais compter sur eux pour assurer un service régulier entre la France et le nord de l'Afrique.

Attaché depuis quelques années à ce service, comme ingénieur dirigeant les travaux d'entretien et de réparation, les réflexions consignées dans cet ouvrage sont les résultats d'un grand nombre d'observations et d'expériences auxquelles nous avons été à même de nous livrer. La Méditerranée est, comme on sait, la mer qui se prête le mieux au développement de la navigation par la vapeur. Il est peu de bâtiments de ce genre qui ne soient venus nous visiter à Toulon, puisque c'est le seul port de la Méditerranée où l'on possède un bassin de radoub, dont on peut rarement se passer dans la plupart des réparations que ces navires exigent. La réunion, au même lieu, des paquebots de l'administration des postes, affectés au service de la correspondance du Levant, construits et installés sous l'habile direction de M. l'ingénieur Moissard, a été pour nous une occasion très favorable de comparer entre elles des machines de même force nominale, exécutées par divers fabricants anglais, ou en France, à l'imitation de celles du *Sphinx*.

Ce n'est pas dans les premières épreuves qu'on peut juger avec certitude de la perfection apportée dans l'exécution et le montage des ap-

pareils à vapeur marins. Il faut que quelques mois d'un service actif et non interrompu viennent confirmer les présomptions favorables. Un mécanisme aussi compliqué et aussi délicat qui ne réunirait pas toutes les conditions de précision et de durée pourrait être comparé à celui d'une montre dont les organes, fabriqués à la grosse, auraient été assemblés par un horloger obscur de village. Dans un appareil à vapeur destiné à la mer, la privation de ces qualités peut entraîner les conséquences les plus graves.

Les machines à vapeur exigent que la conduite et l'entretien en soient confiés à des mains habiles. Nous ne saurions assez faire ressortir l'importance qu'on doit attacher au choix d'un mécanicien-conducteur zélé et intelligent, et combien est faux le calcul des propriétaires de ces machines qui n'ont en vue que l'économie du moment. Nous en trouverions, au besoin, des preuves sur nos bâtiments de la marine royale, dont quelques uns, après avoir fait pendant assez long-temps un excellent service, n'ont dû la perte de leurs qualités qu'au seul changement des mécaniciens chargés de diriger leurs appareils.

Indépendamment des soins minutieux de propreté, nécessaires à la conservation des machines à vapeur, les diverses parties qui composent leur mécanisme ont souvent besoin d'être réglées, afin de ne pas consommer en pure perte une portion de la force développée par le moteur. Des cales mises à propos maintiennent dans leurs vraies positions les pièces de transmission de mouvement, et font que, les coussinets des paliers ou des articulations s'usant d'une manière égale, on évite les tiraillements ou les chocs qui faussent ou rompent ces organes. Ces travaux exigent que le mécanicien-conducteur soit en même temps un ouvrier constructeur ayant la connaissance pratique de tous les détails de la machine. Il ne lui est pas moins nécessaire d'avoir l'intelligence parfaite du système de distribution de vapeur adopté par le fabricant, pour parer aux inconvénients qui résulteraient du dérangement du jeu des soupapes ou tiroirs. Il doit apporter la surveillance la plus grande au service des chaudières pendant tout le temps de la marche : non seulement il obtient une grande économie de combustible en dirigeant convenablement les feux; mais, en maintenant à un

niveau constant l'eau soumise à l'évaporation, il se prémunit contre les chances de ces accidents funestes que tous les appareils de sûreté inventés jusqu'à présent ne sauraient prévenir.

Si nous insistons plus particulièrement sur cet objet, c'est parce que nous avons la conviction que la plupart de nos conducteurs de machines à vapeur sont encore bien inférieurs en expérience et en habileté à ceux des Anglais. Les fabricants de cette nation qui traitent avec nos armateurs répondent pendant un certain temps de la solidité de leurs appareils; mais alors la surveillance à la mer en est confiée à des mécaniciens de leur choix, et ces derniers finissent presque toujours par rester sur les bâtiments, malgré leurs prétentions exagérées et le mystère intéressé dont ils entourent leur travail. S'affranchir de cette dépendance serait pour la marine à vapeur française un véritable progrès, et nos mécaniciens posséderaient en outre sur leurs rivaux les précieux avantages qu'on ne peut leur refuser, ceux de la prudence et de la sobriété. Une ordonnance qui exigerait que tout mécanicien, pour être proposé à la conduite des machines à vapeur, fût breveté, ferait plus dans l'intérêt de la conservation de la vie des hommes que tous les règlements ou mesures de sûreté tendant au même but. Les fonctions des mécaniciens ne sont pas moins importantes et ne demandent pas moins de garanties que celles des capitaines au long-cours, obligés de se soumettre à l'épreuve des examens pour obtenir le libre exercice de leur profession.

En 1831, la marine militaire, dans la nécessité de pourvoir à l'instruction de cette classe d'agents (1), institua une compagnie d'ou-

(1) Ces agents viennent de recevoir une nouvelle organisation, sous la dénomination de corps des mécaniciens et chauffeurs de la marine royale. La première condition pour être admis au grade inférieur de mécanicien, celui d'aide, est de faire preuve, dans les ateliers en métaux des arsenaux maritimes, qu'on est capable d'y être employé comme ouvrier de première ou au moins de deuxième classe. Tous les avancements en grade sont donnés au concours; et les mécaniciens non embarqués

vriers-marins pour le service de ses bâtiments à vapeur. Mais les basses d'une première organisation se ressentirent nécessairement de l'état de pénurie dans lequel on se trouvait alors, et qui ne permettait pas que cette compagnie fût assez nombreuse pour que les ouvriers qui avaient acquis l'expérience de la mer pussent se former à terre à la pratique des travaux, et obtenir l'instruction théorique, qui ne leur est pas moins indispensable. Cependant, quoique cette institution soit bien loin d'avoir atteint le but qu'on s'était proposé, elle a porté quelques fruits. Depuis long-temps la marine militaire est en état de se passer de tout secours étranger en ce genre, et c'est d'elle que provient le très petit nombre de mécaniciens français employés sur nos bâtiments à vapeur du commerce.

Le progrès que nous venons d'indiquer est essentiellement lié à celui à obtenir dans la fabrication des machines : car, nous ne saurions trop le répéter, un bon mécanicien-conducteur doit être en même temps un mécanicien-constructeur habile.

En traitant donc de l'état actuel de la navigation par la vapeur, nous reconnaitrons, mettant de côté tout amour-propre national, que les Anglais sont nos maîtres dans cet art. Nous rechercherons chez eux les nouvelles améliorations qui nous restent à imiter. Nous verrons si, par l'appréciation comparative des meilleures machines marines sor-

sont cédés aux ateliers et assujettis aux mêmes travaux et à la même discipline que les autres ouvriers.

Les dispositions bienfaisantes de la nouvelle organisation du corps des mécaniciens et chauffeurs doivent être principalement attribuées à l'heureuse influence de M. le capitaine de vaisseau Delassaux, commandant supérieur des bâtiments à vapeur de la Méditerranée, dont l'activité, l'esprit juste et éclairé, ont provoqué un grand nombre d'améliorations importantes dans les divers détails de ce service. Je suis heureux de trouver ici l'occasion d'acquiescer envers lui une dette d'affection autant que de reconnaissance pour nos relations agréables et pour l'intérêt qu'il a bien voulu prendre à mes travaux durant tout le temps que j'ai été chargé de le seconder dans l'entretien et les réparations de ses bâtiments.

ties des ateliers de leurs fabricants, il ne serait pas possible de réunir dans un ensemble parfait les divers avantages qui distinguent entre eux ces appareils. Nous dirigerons aussi nos recherches vers les perfectionnements à apporter à la construction des navires à vapeur et aux dispositions particulières qui ont pour but de leur donner toutes les qualités nécessaires à des bâtiments de guerre. Nous ne nous dissimulons pas les difficultés que présente un sujet aussi important (1). Nous regarderions cette entreprise au dessus de nos forces si notre position ne nous avait prescrit d'en faire l'objet principal de nos études, et ne nous avait mis à même, par nos relations avec les capitaines des bâtiments à vapeur, de recueillir un grand nombre d'observations utiles. Nous pourrions citer ici plusieurs ingénieurs et officiers de la marine royale, aux connaissances spéciales et aux travaux desquels le service de nos bâtiments à vapeur a dû ses premiers succès (2).

(1) Sur la proposition de M. le baron Ch. Dupin, approuvée par le roi, l'Académie royale des sciences, dans sa séance du 24 décembre 1834, annonça qu'un prix de six mille francs serait décerné par elle, en 1836, au *meilleur ouvrage ou mémoire sur l'emploi le plus avantageux de la vapeur pour la marche des navires, et sur le système de mécanisme, d'arrimage et d'armement, qu'on doit préférer pour cette classe de bâtiments*. Trop peu exercé alors dans l'application de la vapeur à la navigation pour oser me mettre sur les rangs, j'attendis, mais en vain, l'apparition de quelque ouvrage ou mémoire qui pût me servir de guide dans les travaux dont je venais d'être chargé au port de Toulon. Je conçus donc le projet de rechercher et d'examiner tout ce qui avait été déjà publié sur ce sujet, et de rédiger pour moi seul une espèce de manuel propre à résoudre les diverses questions qui devaient se présenter dans le cours de mon service. L'opinion favorable de plusieurs ingénieurs et officiers de la marine royale, à qui j'en ai communiqué quelques fragments, m'enhardit à livrer ce travail au public. J'ai cherché à le rendre intelligible sans le secours de plans de navires et de machines que je pourrai plus tard y joindre en très grand nombre, mais qui, pour le moment, en augmenteraient trop considérablement le prix.

(2) La méthode géométrique de M. l'ingénieur Favreau (1832), décrivant d'une manière si simple et en même temps si exacte toutes les particularités du système de

Les réflexions consignées dans cet ouvrage étaient déjà mises en ordre lorsque nous avons pu prendre connaissance de la nouvelle édition anglaise (fin de 1838) du *Traité de la machine à vapeur* par Tredgold, augmentée d'un appendice de divers articles sur les bâtiments et machines à vapeur, publiés dans les journaux scientifiques de la Grande-Bretagne. Plusieurs extraits de ces articles confirmant de la manière la plus satisfaisante les résultats de nos propres observations, nous les avons ajoutés aux notes de cet ouvrage; de même que nous avions primitivement fait usage des renseignements pratiques puisés dans les rapports des comités d'enquêtes de la chambre des communes d'Angleterre.

Nous donnons les tableaux des résumés comparatifs de nos calculs sur les bâtiments et machines à vapeur de différence force qui font partie du 2^e volume de l'*Atlas du génie maritime*, dont nous avons long-temps dirigé la rédaction et l'impression lithographique; monument élevé à la gloire des travaux de la marine française, conçu et entrepris par notre camarade, M. l'ingénieur Vincent, à qui nous avons succédé lorsqu'il a été nommé directeur des écoles royales d'arts et métiers. Le 2^e volume de l'*Atlas du génie maritime* est presque entièrement le fruit de nos propres recherches, facilitées par les renseignements que nous avons été à même de recueillir durant le cours de

distribution de vapeur par le mouvement des tiroirs, est sans contredit ce qui a fait faire le plus grand pas dans l'étude de cette partie importante de la construction des machines. Les applications de cette méthode ont fourni à M. l'ingénieur Reech (1836) plusieurs observations intéressantes dans ses rapports sur les essais comparatifs du *Cerbère* et du *Papin*, sur ceux du *Lycorgue*, du *Minos*, etc. (Voyez p. 299 à 304.)

Je dois aussi exprimer ma reconnaissance toute particulière à MM. les capitaines Léon du Parc et Labrousse pour les documents précieux qu'ils ont bien voulu me communiquer avec autant d'empressement qu'ils mettent d'ardeur et de persévérance à recueillir et étudier tous les faits qui peuvent contribuer aux progrès de la navigation à vapeur.

notre service dans les ateliers de construction et de réparation des machines et navires à vapeur, au port de Toulon. Cet écrit en est pour ainsi dire le texte; et nous espérons que, dans l'état actuel de la science, il pourra fournir des règles certaines aux constructeurs, et quelques observations dignes d'intérêt aux personnes qui s'occupent spécialement de la navigation par la vapeur.

Enfin nous terminons cet exposé par le précepte suivant de M. le baron Ch. Dupin, dont les travaux ont si puissamment contribué aux progrès des sciences industrielles en France : « En consultant avec » soin l'expérience, on peut s'assurer *a posteriori* si les relations » mathématiques auxquelles on s'est élevé par des hypothèses plausi- » bles s'éloignent ou s'approchent des véritables résultats donnés par » la nature et par les essais de l'art. On obtient alors des règles pra- » tiques auxquelles on ne serait jamais arrivé sans une théorie d'ap- » proximation. Telle est la marche qui doit guider les ingénieurs dans » les parties de leur art où la science ne peut pas encore donner des » solutions parfaitement rigoureuses. » (Rapport à l'Institut sur le Mé- » moire de M. Marestier, relatif aux bateaux à vapeur des Etats-Unis d'Amérique.)

DE L'ÉTAT ACTUEL

DE LA

NAVIGATION PAR LA VAPEUR

Chapitre I.

THÉORIE GÉNÉRALE DES BATIMENTS A VAPEUR MUS PAR DES ROUES A AUBES.

§ 1. MOUVEMENT DANS UNE EAU TRANQUILLE.

Les formules qui vont suivre sont celles données pour la première fois par M. Marestier, et reproduites dans plusieurs ouvrages sur les bateaux à vapeur, entre autres celui de MM. Tonnisse et Mellet, d'où nous avons emprunté (§ 7) l'équation au moyen de laquelle on détermine la limite théorique de la vitesse de ces bateaux.

Nous désignerons par

B la surface immergée du maître couple ou de la plus grande section transversale du navire ;

βB la surface plane éprouvant la même résistance directe que la carène du navire ou la surface résistante du navire (le coefficient β dépend des proportions et des formes de la carène) ;

V la vitesse de sillage du navire ;

A la surface d'une des aubes ;

$\alpha^2 = \alpha A^2$ la surface plane mise perpendiculairement au fluide, avec la vitesse moyenne des aubes et éprouvant la même résistance, ou la *surface résistante des aubes* (le coefficient α dépend du nombre d'aubes qui agissent à la fois et de leur degré d'obliquité dans l'eau);

U la vitesse moyenne ou la vitesse au centre de pression des aubes;

D le diamètre absolu des roues à aubes;

δD leur diamètre moyen au centre d'effort ou de pression des aubes (δ dépend de la hauteur des aubes et de leur mode d'action);

k la résistance directe de l'eau, correspondante à l'unité de surface et de vitesse (on sait par diverses expériences que la valeur de k est comprise entre 50 et 60 kilogrammes pour un mètre de surface et un mètre de vitesse par seconde);

p la pression de la vapeur sur le piston de la machine;

mp l'effet utile de cette pression (m est déterminé par l'expérience, pour chaque système de machine à vapeur; il varie non seulement d'un système à l'autre, mais avec l'état de la machine);

d le diamètre du piston du cylindre à vapeur;

$\pi = 3.1416$ le rapport de la circonférence au diamètre;

v la vitesse moyenne du piston du cylindre à vapeur, par seconde;

c la course du piston;

n le nombre de doubles courses du piston ou de tours de roues par minute.

Dans l'état actuel de nos connaissances sur la résistance des fluides et sur la force élastique de la vapeur d'eau, nous supposerons que le mouvement du bâtiment, qui commence par s'accélérer progressivement, est parvenu à l'uniformité.

En admettant que la résistance des fluides suit la loi générale du carré des vitesses, et que les bâtiments sont assez semblables par leurs formes pour que leur résistance soit proportionnelle à la surface immergée de leur plus grande section transversale, la résistance éprouvée par la carène du navire mu avec la vitesse V sera égale à

$$k\delta^2 V^2.$$

La vitesse relative des aubes étant $U - V$, la résistance qu'elles éprouvent sera

$$k\alpha^2 (U - V)^2;$$

et le mouvement étant uniforme, on aura

$$k\delta^2 V^2 = k\alpha^2 (U - V)^2$$

ou

$$bV = a(U - V);$$

d'où

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right)V$$

$\frac{b}{a}$ ne changeant pas, la vitesse du navire est toujours proportionnelle à celle des aubes. Cette équation montre aussi que la vitesse des aubes est d'autant plus grande, relativement à celle du navire, que leur surface résistante est moindre par rapport à celle de ce dernier.

Le moment de l'action des aubes est égal à

$$ka^2(U - V)^2U.$$

En supposant que les frottements et les autres obstacles qui nuisent au mouvement de la machine absorbent une même portion de la force motrice, son action sera égale à la pression utile de la vapeur, multipliée par la surface du piston, ou à $\frac{1}{2}\pi d^2mpv$, et son moment à

$$\frac{1}{2}\pi d^2mpv.$$

On aura donc, dans la supposition du mouvement uniforme,

$$\frac{1}{2}\pi d^2mpv = ka^2(U - V)^2U.$$

Cette équation et celle $U = \left(1 + \frac{b}{a}\right)V$ donnent

$$V = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2mpv}{kb^2\left(1 + \frac{b}{a}\right)^2}},$$

$$U = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2mpv}{kb^2}\left(1 + \frac{b}{a}\right)^2}.$$

On voit que la quantité

$$\sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2mpv}{kb^2}}$$

est à la fois la limite supérieure de la vitesse que peut prendre le navire et la limite inférieure de la vitesse des aubes, et que ces vitesses s'approchent d'autant plus de leur limite que la surface des aubes est plus grande.

On conclut de la première de ces deux équations que pour un même navire,

δ et a ne changeant pas, la vitesse de sillage est proportionnelle à la racine cubique de la force développée par la machine.

La seconde équation montre que, pour conserver au piston de la machine la vitesse qui convient à la force de vaporisation de la chaudière, il faut disposer le mécanisme de manière que la vitesse des aubes soit égale à

$$\sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2 m p v}{k b^2} \left(1 + \frac{\delta}{a}\right)^2},$$

ou, en nommant r le rapport de la vitesse des aubes à celle du piston, de manière qu'on ait

$$r = \frac{U}{v} = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2 m p}{k b^2 v^2} \left(1 + \frac{\delta}{a}\right)^2}.$$

Pour un autre bâtiment, en représentant par V' , U' , b' , a' , etc., les quantités analogues à V , U , b , a , etc., on aura

$$V' = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d'^2 m' p' v'}{k b'^2} \left(1 + \frac{\delta'}{a'}\right)} \quad \text{et} \quad U' = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{2}\pi d'^2 m' p' v'}{k b'^2} \left(1 + \frac{\delta'}{a'}\right)^2},$$

et par conséquent

$$\frac{V'}{V} = \sqrt[3]{\frac{\frac{\frac{1}{2}\pi d'^2 m' p' v'}{\frac{1}{2}\pi d^2 m p v} \times \frac{b^2}{b'^2} \times \frac{1 + \frac{\delta}{a}}{1 + \frac{\delta'}{a'}}}{1 + \frac{\delta'}{a'}}},$$

et

$$\frac{U'}{U} = \sqrt[3]{\frac{\frac{\frac{1}{2}\pi d'^2 m' p' v'}{\frac{1}{2}\pi d^2 m p v} \times \frac{b^2}{b'^2} \times \left(\frac{1 + \frac{\delta}{a}}{1 + \frac{\delta'}{a'}}\right)^2}{1 + \frac{\delta'}{a'}}}.$$

Lorsque les deux bâtiments sont tels que les rapports $\frac{b}{a}$ et $\frac{b'}{a'}$ sont égaux, on a

$$\frac{V'}{V} = \frac{U'}{U} = \sqrt[3]{\frac{\frac{\frac{1}{2}\pi d'^2 m' p' v'}{\frac{1}{2}\pi d^2 m p v} \times \frac{b^2}{b'^2}}{1 + \frac{\delta'}{a'}}},$$

c'est-à-dire que les vitesses des bâtiments sont proportionnelles à celles des aubes, et de plus en raison directe de la racine cubique de la force des machines et en raison inverse de la résistance que ces bâtiments éprouvent.

Par le moyen des trois équations

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right)V, \quad \frac{1}{2}\pi d^2 m p v = k u^2 (U - V)^2 U, \quad \text{et} \quad U = r v,$$

on pourra, généralement parlant, déterminer trois des huit quantités a , b , d , p , r , U , V et v , lorsque les cinq autres seront données. Ainsi par exemple, en considérant U , V et v , comme inconnues, on aura

$$U = \left(\frac{1}{b} + \frac{1}{a}\right) \sqrt{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2 m p}{kr}}, \quad V = \frac{1}{b} \sqrt{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2 m p}{kr}} \quad \text{et} \quad v = \left(\frac{1}{b} + \frac{1}{a}\right) \sqrt{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2 m p}{kr^3}}.$$

La valeur de U montre que l'excès de la vitesse des aubes sur celle du navire est égale à

$$\frac{1}{a} \sqrt{\frac{\frac{1}{2}\pi d^2 m p}{kr}}.$$

Ainsi, plus les aubes sont grandes, moins leur vitesse surpassera celle du navire.

On voit que la valeur de V ne dépend point de a ; c'est-à-dire que, r restant le même, on peut augmenter ou diminuer la surface des aubes sans que la vitesse du navire change.

Mais il résulte de la valeur de v que, lorsque a ou la surface des aubes augmente, la vitesse du piston de la machine diminue, et par suite la consommation de la vapeur, et que le contraire a lieu lorsque la surface des aubes diminue.

Si l'on réduit le diamètre des roues, et par conséquent r , la vitesse V du navire augmente; mais en même temps la vitesse v du piston et la force de la machine augmentent aussi, ainsi que la dépense de vapeur ou de combustible. Lors donc que la machine marchera plus lentement qu'on n'avait compté, de manière à ne pas utiliser toute la vapeur produite par la chaudière, on pourra obtenir une augmentation sur la vitesse du navire en réduisant convenablement le diamètre des roues.

Si l'on augmente le diamètre des roues ou bien r , la vitesse du navire diminue. C'est ce qui arrivera nécessairement lorsque, ne pouvant augmenter la surface des aubes, la machine marchera avec trop de vitesse pour que la chaudière puisse suffire à la production de la vapeur.

Enfin, si l'on diminue le diamètre des roues, en retranchant en même temps une partie de chaque aube, la vitesse du navire augmente, puisque r diminue; mais la vitesse du piston et la consommation de la vapeur augmen-

teront dans une plus grande proportion que si, en opérant le changement de diamètre, on eût conservé les mêmes aubes.

Lorsqu'on modifie le mécanisme qui transmet aux roues le mouvement du piston, les quantités r , U , V et v , se changent en r' , U' , V' , v' , et au lieu d'avoir

$$V = \frac{1}{b} \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \pi d^2 m p}{k r}} \quad \text{et} \quad v = \left(\frac{1}{b} + \frac{1}{a} \right) \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \pi d^2 m p}{k r^2}},$$

on a

$$V' = \frac{1}{b} \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \pi d^2 m p}{k r'}} \quad \text{et} \quad v' = \left(\frac{1}{b} + \frac{1}{a} \right) \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \pi d^2 m p}{k r'^2}},$$

et par conséquent

$$V' = V \sqrt{\frac{r}{r'}}, \quad V' = V \sqrt{\frac{v'}{v}}, \quad v' = v \sqrt{\frac{r}{r'}} \quad \text{et} \quad r' = \sqrt{\frac{v^2}{v'^2}}.$$

Ainsi, quand le piston ne prend pas toute la vitesse que la quantité de vapeur fournie par la chaudière lui permettrait de prendre si le mécanisme était changé, la vitesse du navire se trouve réduite proportionnellement à la racine cubique de la vitesse du piston, et c'est en raison inverse de la racine cubique du carré de cette vitesse qu'il faut diminuer le rapport r pour que le navire acquière la totalité de la vitesse que la machine est capable de lui imprimer.

§ 2. OBSERVATIONS SUR LE MODE D'ACTION DES ROUES À AUBES ORDINAIRES ET SUR LEURS PROPORTIONS, EU ÉGARD À LA FORCE DE LA MACHINE ET À L'IMMERSION DES AUBES PAR SUITE DU CHARGEMENT DU NAVIRE.

Les aubes agissant obliquement dans l'eau, leur action peut se décomposer en deux forces, l'une verticale et sans effet sur le mouvement de translation du navire, l'autre horizontale et dans la direction de ce mouvement. Mais une partie de la composante horizontale est seule utilisée pour faire avancer le navire; une autre partie est perdue par le mouvement en arrière de la roue dans l'eau, à cause de l'excès de la vitesse U sur la vitesse V . Cet effet est commun aux machines à vapeur locomotives. Dans le mouvement d'une voiture à vapeur, si le frottement de la roue sur le rail est tel que la roue ne puisse pas glisser, la vitesse de la voiture est la même que celle de la circonférence de la roue; et toute la puissance de la machine est employée utile-

ment à faire avancer la voiture; si, au contraire, et c'est ce qui a inévitablement lieu, le frottement sur le rail n'est pas suffisant, la roue glisse en arrière d'une certaine quantité, la consommation de vapeur ou de force est la même pour une révolution de la roue, mais la voiture n'avance pas comme auparavant, et il y a, par conséquent, une perte de puissance proportionnée au recul de la roue sur le rail. Il en est de même pour un bâtiment à vapeur. Toute la quantité dont le centre d'action des aubes recule dans l'eau, ou tout ce dont leur vitesse de rotation surpasse la vitesse de sillage du navire, peut être considéré comme puissance perdue pour faire avancer ce dernier; la vitesse v de la machine ou la dépense de vapeur reste toujours proportionnelle à la vitesse U des aubes, et la puissance utilisée à la vitesse V du navire. Quoique la nature du mouvement employé dans les bâtiments à vapeur exige un glissement en arrière de la part des roues, il est certain que, moins elles rétrograderont en dedans des limites de la convenance pratique, moins il y aura de perte de force pour agir sur la marche du navire.

De cette remarque et de celles auxquelles ont donné lieu les équations précédentes on conclut 1° que, plus les aubes sont grandes, moins leur vitesse surpasse celle du navire, et moins il y a de force motrice perdue; 2° qu'il n'y a aucun avantage à diminuer la surface des aubes, de manière à pouvoir mettre en action toute la puissance dont la machine est capable, l'effet produit dans ce cas étant simplement d'accroître la vitesse des roues par rapport à celle du sillage, et de consommer de la vapeur sans aucun but; 3° qu'on obtiendra un accroissement de vitesse du navire en réduisant le diamètre des roues ou en rentrant les aubes, du moins en dedans de certaines limites, c'est-à-dire autant que les aubes resteront convenablement plongées dans l'eau, et que la vitesse de la machine ne dépassera pas celle à laquelle elle peut produire convenablement son effet. Ce dernier résultat est fort important pour des bâtiments destinés à de longues traversées, où la grande quantité de combustible dont il est nécessaire qu'ils soient chargés accroît tellement l'immersion des aubes, que la machine ne peut souvent exercer au delà des $\frac{2}{3}$ ou des $\frac{3}{4}$ de la puissance dont elle est capable.

Il y aurait de l'avantage à avoir des roues d'un grand diamètre, avec une vitesse d'aubes déterminée, puisque, dans l'immersion des aubes produite par une surcharge du navire, leur angle d'obliquité d'action sur l'eau serait affecté d'une manière moins sensible que pour les roues d'un petit diamètre. La pratique s'oppose à ce que cet avantage puisse être obtenu dans les bâtiments à vapeur marins, soit en augmentant la longueur du coup de piston de

la machine, soit en transmettant le mouvement aux roues par le moyen d'un engrenage, afin de diminuer leur vitesse. On peut donc considérer les roues à aubes des bâtiments à vapeur marins comme ayant atteint leur plus grande limite à l'égard du diamètre.

Diverses considérations limitent aussi les proportions des aubes ordinaires. Il y a des inconvénients à leur donner trop de longueur, et l'on ne peut en multiplier trop le nombre sans qu'elles se nuisent par leur rapprochement. Leur hauteur doit être proportionnée au rayon des roues, afin que celles-ci ne soient pas trop immergées et que les aubes ne choquent pas le fluide dans une direction trop oblique. Mais une autre cause limite encore cette hauteur. Pour que les aubes agissent efficacement sur l'eau, il est nécessaire qu'elles aient une vitesse absolue de rotation plus grande que celle du navire; si elles étaient trop hautes, la partie supérieure de leur surface aurait moins de vitesse que le navire, et choquerait l'eau en sens contraire, ce qui ralentirait le mouvement. La vitesse du bord supérieur ou inférieur des aubes dépasse généralement un peu la vitesse du sillage des bâtiments à vapeur.

§ 3. RELATIONS ENTRE LA FORCE DE LA MACHINE ET LES DIMENSIONS DU NAVIRE.

Dans les bâtiments à vapeur, le mouvement du piston de la machine est en général transmis aux roues, de manière à ce qu'elles fassent un tour à chaque oscillation ou double course du piston; ainsi, n désignant le nombre d'oscillations du piston ou de tours de roues par minute, v la vitesse du piston par seconde, et c la longueur de sa course, on a

$$r = \frac{2cn}{60} = \frac{nc}{30}$$

On aura aussi

$$U = \frac{n\pi^2 D}{60}$$

et, par conséquent,

$$r = \frac{U}{v} = \frac{\pi^2 D}{2c}$$

Remplaçant r et b^2 par $\frac{\pi^2 D}{2c}$ et βB^2 ,

dans l'équation

$$V = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \pi d^4 m p}{k r b^2}},$$

on pourra la mettre sous la forme

$$V = \sqrt{\frac{1}{2 k \beta^2}} \sqrt{\frac{d^4 m p c}{D b^2}}.$$

En supposant la quantité $\sqrt{\frac{1}{2 k \beta^2}}$ connue, et en la désignant par M, on aura

$$V = M \sqrt{\frac{d^4 m p c}{D b^2}}.$$

L'équation

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right) V$$

deviendra aussi, en remplaçant b^2 par βB^2 , a^2 par αA^2 , et U par sa valeur $\frac{\pi \pi \delta D}{60}$,

$$\frac{\pi \pi \delta D}{60} = \left(1 + \frac{B}{A} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}}\right) V,$$

d'où

$$D = \frac{60 \left(1 + \frac{B}{A} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}}\right)}{\pi \delta} \times \frac{V}{n},$$

et en désignant par S la quantité

$$\frac{60 \left(1 + \frac{B}{A} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}}\right)}{\pi \delta},$$

on aura

$$D = S \frac{V}{n}.$$

Les coefficients α , β , δ , ne pouvant être déterminés rigoureusement par le calcul, et variant non seulement d'un bâtiment à un autre, mais, selon les circonstances, pour le même bâtiment, l'introduction des facteurs M et S dans les équations

$$V = M \sqrt{\frac{d^4 m p c}{D b^2}} \quad \text{et} \quad D = S \frac{V}{n}$$

fournira les moyens de résoudre les questions relatives aux proportions ou

dimensions principales des machines et des navires à vapeur, en les comparant à d'autres dont les qualités sont connues.

En combinant ces deux équations, éliminant D, et considérant B' comme l'inconnue, on aura

$$B^2 = \frac{M^2 d^2 m p n c}{S \sqrt{V}}.$$

Ainsi, la force de la machine à vapeur étant donnée, on connaîtra la surface immergée de la plus grande section transversale du navire que cette machine pourrait faire mouvoir avec une vitesse déterminée.

Cette même équation donne

$$d^2 m p n c = \frac{S}{M^2} B^2 V^3,$$

ou, puisque $nc = 30v$,

$$30 d^2 m p v = \frac{S}{M^2} B^2 V^3,$$

ou bien encore

$$\frac{1}{4} \pi d^2 m p v = \frac{1}{12} \pi \frac{S}{M^2} B^2 V^3;$$

ce qui fera connaître la force que doit avoir une machine pour faire prendre à un navire de grandeur-déterminée une vitesse donnée. On voit que la force de la machine augmente proportionnellement au cube de cette vitesse. Si l'on se donne encore la vitesse v , correspondante à une course c , que doit avoir le piston du cylindre à vapeur, ainsi que la pression p exercée sur ce piston, on en conclura son diamètre, et, par suite, toutes les autres dimensions de la machine.

En représentant $\frac{1}{4} \pi d^2 m p v$ par F, exprimant la force de la machine en chevaux-vapeur, et $\frac{1}{12} \pi \frac{S}{M^2}$ par le facteur unique K, on aura les deux équations

$$F = K B^2 V^3, \quad B^2 = \frac{F}{K V^3}.$$

Le coefficient $K = \frac{F}{B^2 V^3}$, ayant été calculé pour des bâtiments à vapeur connus et devant servir de termes de comparaison, on déduira de ces deux équations la force en chevaux-vapeur que doit avoir une machine, lorsqu'on se donne le navire et sa vitesse de sillage, et, réciproquement, l'aire de la section transversale du navire, lorsque la force de la machine et la vitesse de sillage sont données.

Enfin, remplaçant B^2 par $\lambda L T$ (λ désignant le rapport de la surface immergée du maître couple au parallélogramme circonscrit, L la largeur du

navire à la flottaison, T le tirant d'eau (on miera la profondeur de la carène, la saillie de la quille non comprise), et λK par K' , les deux formules précédentes pourront être écrites ainsi :

$$F = K' L T V^3, \quad LT = \frac{F}{K' V^3}$$

§ 4. MOUVEMENT DANS DES COURANTS.

Soient u la vitesse du courant, et V la vitesse absolue que prend le bâtiment. Il est certain que l'eau frappera la carène du navire avec la vitesse relative $V \mp u$, selon que le courant sera favorable ou contraire, et qu'elle se dérobera à l'impulsion des aubes avec cette vitesse relative, c'est-à-dire que la vitesse d'action des aubes sera égale à $U - (V \mp u)$.

On aura, en supposant que le mouvement est devenu uniforme (§ 1),

$$k b^2 (V \mp u)^2 = k a^2 [U - (V \mp u)]^2,$$

et les équations

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right) V \quad \text{et} \quad \frac{1}{2} \pi d^2 m p v = k a^2 (U - V)^2 U$$

deviendront

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right) (V \mp u) \quad \text{et} \quad \frac{1}{2} \pi d^2 m p v = k u^2 [U - (V \mp u)]^2 U = k b^2 (V \mp u)^2 U;$$

d'où

$$\frac{1}{2} \pi d^2 m p v = k b^2 (V \mp u)^2 \left(1 + \frac{b}{a}\right).$$

Cette dernière expression nous apprend que la force motrice des bâtiments à vapeur naviguant dans des courants est proportionnelle au cube de leur vitesse relative.

La vitesse du piston de la machine, et par conséquent celle des aubes, restant les mêmes qu'en eau calme, on aura $V = V_0 \mp u$, d'où $V_0 = V \pm u$. Ainsi, la vitesse absolue du sillage d'un bâtiment à vapeur naviguant avec le courant sera égale à sa vitesse en eau calme, augmentée de celle du courant, et elle sera égale à la différence de ces deux dernières vitesses lorsque le bâtiment naviguera contre le courant.

Nous observerons que, s'il s'agissait du mouvement d'un bateau à vapeur dans une rivière, il faudrait non seulement tenir compte des variations de

la vitesse du courant, mais aussi de la pente de la rivière et de l'augmentation de résistance due à la configuration de son lit.

« Lorsqu'on navigue dans un courant alternativement favorable et contraire, comme celui produit par les marées, on peut déduire des vitesses observées la vitesse qui serait obtenue par l'action de la machine en eau calme.

Soient M le nombre de milles parcourus à l'heure avec le courant, M' le nombre de milles contre le courant, on aura (V et u étant exprimés en milles par heure)

$$M = V + u \quad \text{et} \quad M' = V - u;$$

d'où

$$V = \frac{M + M'}{2}.$$

Ainsi, dans les expériences qui ont pour but de déterminer avec exactitude la vitesse de sillage d'un bâtiment à vapeur en eau calme, il faut choisir, autant que possible, le moment de la mer étale, et, pour tenir compte de l'effet des courants de marée, se régler sur une distance d'un mille bien déterminé à terre, et aller et revenir de suite pour avoir la même vitesse de courant. C'est à ce défaut de précautions qu'on doit attribuer les résultats souvent exagérés des vitesses d'épreuve des bâtiments à vapeur.

§ 5. MOUVEMENT PAR LES ACTIONS COMBINÉES DE LA FORCE DU VENT ET DE CELLE DE LA VAPEUR.

Soient w la vitesse du vent, σ^2 la surface résistante de l'appareil des voiles et des œuvres-mortes du navire, k' la résistance due à l'impulsion de l'air et correspondante à l'unité de surface et de vitesse.

La vitesse d'impulsion du vent sur le navire sera égale à $w \mp V$, selon qu'il sera favorable ou contraire, et son effet égal à $\pm k' \sigma^2 (w \mp V)^2$.

En combinant cet effet avec celui des aubes, on aura, dans la supposition du mouvement uniforme (§ 1),

$$k a^2 (U - V)^2 \pm k' \sigma^2 (w \mp V)^2 = k b^2 V^2.$$

Cette équation et celle $\frac{1}{2} m d^2 m p v = k a^2 (U - V)^2 U$ donnent

$$\frac{\frac{1}{2} m d^2 m p v}{U} = k b^2 V^2 \mp k' \sigma^2 (w \mp V)^2.$$

On voit que, dans le cas du vent favorable, son action accroissant la vitesse du navire, la vitesse des aubes augmentera aussi, et, par suite, celle du piston de la machine. Si les chaudières suffisent encore à la consommation de la vapeur, la puissance de la machine sera augmentée; et, comme en cette circonstance on a toujours à surmonter l'effet d'une mer plus ou moins houleuse, le navire pourra atteindre et quelquefois même dépasser le maximum de vitesse que l'action seule de la machine peut lui procurer dans un temps calme.

Ce sera l'opposé dans le cas du vent contraire. La vitesse du navire diminuant, celle des aubes et celle du piston de la machine se ralentiront aussi : la machine perdra donc de sa force au moment où l'on en aurait le plus besoin. Nous verrons, lorsque nous examinerons les divers systèmes de construction des appareils à vapeur marins, quel serait, selon nous, le meilleur moyen de remédier à ce grave inconvénient des bâtiments à vapeur. (Chap. II, § 8.)

Quelques observations sur les circonstances où l'emploi simultané des voiles et de la vapeur présente des avantages trouveront ici leur place.

Nous remarquerons d'abord que, sur un bâtiment à roues à aubes, dont la vapeur est le moteur spécial, les voiles sont d'une considération fort secondaire, et n'agissent pas de la même manière que sur un bâtiment à rames, où, en conséquence du mouvement alternatif de ces dernières dans l'eau et hors de l'eau, la vitesse obtenue par elles s'ajoute à celle produite par l'action des voiles; tandis que dans un bâtiment à vapeur, au contraire, il y a toujours quelques aubes sous l'eau qui agissent comme pouvoir résistant contre ce qui serait obtenu par la force du vent sur les voiles, et en proportion de l'intensité de cette force.

Cependant on doit admettre que par l'addition des voiles, dans de certaines limites, un bâtiment à vapeur peut obtenir la plus grande vitesse dont il est capable. Si l'effet de la machine est supérieur à celui du vent, il est évident que les voiles n'ajoutent rien à la vitesse du navire; mais, frappées par l'air en sens contraire, elles retardent la marche, et les aubes seules ont à surmonter la résistance de la mer. Si la force du vent surpasse la force de la machine, de manière à ce que les voiles impriment au navire plus de vitesse que par l'action des aubes, ces dernières, ne trouvant point de résistance, sont d'un effet nul; et, lorsque la force du vent l'emporte beaucoup sur celle de la machine, les aubes rencontrent l'eau avec une vitesse moindre que celle acquise par le navire, et, par là, produisent un retard dans la mar-

che, au lieu d'une accélération. Mais si, agissant en commun, chacune de ces deux forces peut exercer sa propre influence sur le bâtiment, c'est-à-dire si, les aubes dominant sur la vitesse de sillage, les voiles se tiennent pleines, l'action du vent sert à faciliter le travail de la machine, et contribue, dans une mer houleuse, à conserver au navire cette vitesse qui, dans une mer calme, est obtenue par le seul effet des roues; les voiles, en procurant au moteur principal la possibilité d'agir avec toute sa puissance, renvoient aussi en même temps un courant d'air frais dans le local de la machine, et y maintiennent une température modérée.

On voit quel est le parti avantageux qu'on peut tirer des voiles, lorsque, selon les circonstances de vent et de mer, on combine à propos leur action avec celle de la vapeur. Les voiles servent encore à appuyer le navire contre les roulis, qui détruisent en partie l'effet des roues par les immersions alternatives; elles sont d'un secours indispensable lorsque le mauvais temps oblige à tenir la cape.

L'emploi libre et isolé des voiles ou de la machine serait sans contredit le plus grand perfectionnement qu'on pourrait introduire dans la navigation maritime par la vapeur. Nous examinerons aussi plus loin cette question importante, en parlant des divers systèmes d'aubes en usage pour transmettre l'action de la force motrice. (Chap. II, § 10.)

§ 6 MOUVEMENT DES BÂTIMENTS A VAPEUR, EMPLOYÉS COMME REMORQUEURS.

Si l'on représente par B^2 la surface immergée de la plus grande section transversale du bâtiment remorqué, par F' la force développée par la machine du bâtiment remorqueur, et par V' la vitesse commune du sillage, l'équation $F = KB \cdot V^2$ (§ 3) deviendra

$$F' = K(B^2 + B'^2)V'^2;$$

d'où,

$$V' = \sqrt[3]{\frac{F'}{K(B^2 + B'^2)}}.$$

Le diamètre des roues à aubes du bâtiment à vapeur étant réglé sur la vitesse qu'il peut atteindre en naviguant isolément, il est certain que, lorsqu'on

l'emploiera au remorquage, les roues feront un nombre moindre de tours, et que par suite la force de la machine diminuera en même temps que la vitesse du sillage. Il faudrait donc, pour obtenir le plus grand effet d'un bâtiment à vapeur destiné spécialement au remorquage que les roues eussent reçu d'avance une disposition telle, que la machine pût développer toute la puissance F dont elle est capable, avec la vitesse de sillage égale à

$$\sqrt[3]{\frac{F}{K(B^2 + B'^2)}}$$

ou bien il faudrait adopter des engrenages qui permettent de faire varier à volonté le rapport entre la vitesse de la machine et celle des roues, moyen impraticable sur les bâtiments à vapeur construits pour la navigation maritime.

Supposons qu'il s'agisse d'employer au remorquage d'un vaisseau de 86 canons un bâtiment à vapeur de la force nominale de 160 chevaux, semblable au *Sphinx* pour les proportions du navire et de la machine.

On a B^2 ou la section transversale immergée du *Sphinx*, au tirant d'eau normal 3=.33, $= 21^{m}1.61$;

V ou la vitesse obtenue par la seule action de la machine, à 22 tours de roues et en eau calme, $= 9^{m}41$;

d'où

$$K = \frac{F}{B^2 V^3} = \frac{160}{21.61 \times 9^3} = 0.010156;$$

B'^2 ou la section transversale immergée du vaisseau de 86 canons, au tirant d'eau en charge, $= 87^{m}13.3$.

Le maximum de vitesse qu'on pourra obtenir dans ce remorquage, en admettant que le diamètre des roues à aubes soit tel que le moteur développe la force de 160 chevaux, sera égal à

$$V' = \sqrt[3]{\frac{F}{K(B^2 + B'^2)}} = \sqrt[3]{\frac{160}{0.010156 \times 108.94}} = 5^{m}40.35.$$

Mais le diamètre des roues restant le même que lorsque le bâtiment à vapeur navigue isolément, le nombre de tours de roues sera moindre, et, si la tension de la vapeur dans le cylindre n'augmente pas sensiblement, quoique la machine marche moins vite que d'ordinaire, la force du moteur sera dimi-

Le vaisseau était à son tirant d'eau en charge. Les tirants d'eau des bâtiments à vapeur étaient de 3^m.71, et le bord supérieur des aubes plongeait de 0^m.50.

Le principal objet de la commission chargée des essais étant d'obtenir le rapport des puissances respectives des machines du *Cerbère* et du *Papin*, dans les circonstances les plus défavorables, on n'avait pas jugé à propos de faire diminuer le diamètre des roues, ce qui aurait procuré une augmentation de vitesse dans le remorquage. Il est certain, par exemple, que, si on avait remonté les aubes à fleur d'eau, le nombre de tours de roues aurait augmenté, et conséquemment la puissance de la machine pour faire avancer le bâtiment. Par une suite d'inductions tirées des modifications que doivent éprouver et la tension de la vapeur dans les cylindres, et le nombre ou l'obliquité des aubes à leur entrée dans l'eau, M. l'ingénieur Reech, rapporteur de la commission, fut amené à conclure que, si le déplacement des aubes avait été opéré de la manière indiquée, les machines auraient donné plus de 15 tours de roues par minute, et que, au lieu de 2^m.8 à 3^m.5 par vent de travers, on aurait obtenu 3^m.5 à 4^m.4, moyennement 3^m.95.

Ajoutons que les 38 centimètres d'excédant sur le tirant d'eau normal de ces bâtiments à vapeur produisaient une augmentation dans la résistance directe des carènes, dont la résistance latérale était aussi accrue par le vent de travers, et nous verrons que ces résultats peuvent très bien s'accorder avec ceux que nous avons déduits plus haut du calcul, en supposant que le remorquage ait lieu par un temps calme et au tirant d'eau normal du remorqueur. Le maximum de vitesse du *Cerbère* en eau calme, naviguant isolément et au tirant d'eau normal de 3^m.33, s'était élevé à 8^m.5 dans des expériences précédentes, et celui du *Papin* à 9 nœuds. Ainsi, à ce tirant d'eau et en eau calme, les vitesses de remorquage du *Diadème* auraient été de 4^m.37 pour le *Cerbère*, et de 4^m.63 pour le *Papin*, d'après les équations ci-dessus; et enfin si l'on avait eu à sa disposition un moyen propre à restituer aux machines la puissance perdue par le ralentissement des pistons, on aurait pu, en faisant usage de ce moyen, porter ces vitesses de remorquage à 4^m.96 et à 5^m.25, dans les mêmes circonstances de temps.

§ 7. INFLUENCE DES POIDS DE L'APPAREIL ET DU COMBUSTIBLE SUR LA VITESSE OBTENUE PAR LES BÂTIMENTS À VAPEUR,

Représentons par T' l'augmentation de tirant d'eau du navire par chaque tonneau de poids de l'appareil et du combustible; par P le poids de l'appareil avec l'eau dans les chaudières, par force de cheval; par C le poids du combustible à dépenser par cheval, et par H le nombre d'heures de marche.

L'augmentation totale de tirant d'eau, ou la hauteur de la tranche d'exposant de charge correspondante au poids de la machine et du combustible, sera égale à $T'(P + CH)F$, et l'équation $F = K'LT'V^3$ (§ 3) deviendra

$$F = K'L[T + T'(P + CH)F]V^3;$$

d'où

$$F = \frac{K'LT'V^3}{1 - K'LT'(P + CH)V^3}.$$

On voit que la force de la machine ne croît plus simplement comme le cube de la vitesse, mais dans une progression plus rapide.

La limite de la vitesse que le navire ne saurait atteindre est déterminée par l'équation $1 - K'LT'(P + CH)V^3 = 0$, qui correspond à une force motrice infinie. On en déduit

$$V = \sqrt[3]{\frac{1}{K'LT'(P + CH)}}.$$

Prenons pour exemple un bâtiment à vapeur de la force de 160 chevaux, dans lequel $L = 8^m.16$, $T = 3^m.08$ et $V = 4^m.887$ par seconde, ou $9 \frac{1}{2}$ milles nautiques par heure (1), maximum de vitesse qu'on ait pu obtenir d'un bâtiment de cette force, en eau calme et par le seul secours de sa machine. On a

(1) Le mètre est égal à la dix-millionième partie du quart du méridien terrestre. Le mille nautique est le tiers de la lieue de 20 au degré: il est donc égal à

$$\frac{10,000,000^m}{90 \times 60^{m=1.25}} = 1851^m.8518.$$

Le sablier dont on fait usage à bord durant 30 secondes, et le nœud ou division de la ligne de loch étant égal à

$$\frac{1851^m.8518}{120} = 15^m.4321 = 47 \frac{1}{2} \text{ pieds français,}$$

chaque nœud correspond à $0^m.5154$ de vitesse par seconde ou à 1 mille nat-

aussi $T' = 0^{\text{m}}.003$, $P = 1^{\text{r}}$, $C = 4^{\text{h}}.1666$, et $H = 240^{\text{h}}$; d'où $CH = 1^{\text{r}}$. Le coefficient K' sera égal à

$$\frac{F}{LTV} = \frac{160}{8.16 \times 3.08 (4.887)^3} = 0.05454;$$

et l'équation

$$V = \sqrt[3]{\frac{1}{KLT'(P+CH)}}$$

donnera

$$V = \sqrt[3]{\frac{1}{0.05454 \times 8.16 \times 0.003 \times (1+1)}} = \sqrt[3]{374} = 7^{\text{m}}.2 \text{ par seconde,}$$

ou 14 nœuds par heure. Ainsi 14 nœuds est la limite de vitesse à laquelle ce bâtiment ne saurait atteindre, puisqu'elle exigerait une force motrice infinie.

Il suit de là que la vitesse possible d'un bâtiment à vapeur a une limite théorique qui est fixée par le plus grand poids de la machine et du combustible qu'il peut porter, relativement à ses dimensions ou à son tonnage. On voit aussi que cette limite s'étend à mesure que les proportions des navires et des machines augmentent, puisqu'en même temps les quantités relatives T' , P et C , diminuent.

Avec les systèmes de navires et de machines les plus perfectionnés jusqu'à ce jour, l'observation prouve que les plus belles vitesses qu'on ait pu obtenir des bâtiments à vapeur destinés à la navigation maritime, en employant la seule action des machines et en temps calme, sont

de 6 à 7 nœuds pour les bâtiments de la force de 5 à 20 chevaux.

7 à 8	—	20 à 50	—
8 à 9	—	50 à 100	—
9 à 10	—	100 à 200	—
10 à 11	—	200 à 400	—
11 à 12	—	400 à 500	—

Voyez note II, art. 2.

tique par heure. 1 mètre de vitesse par seconde correspond à $1^{\text{m}}.944$.

Le mille anglais ou américain, de 69 $\frac{1}{4}$ au degré, égale les 0.869 du mille nautique ou mille marin français.

Le mille terrestre français ou le tiers de la lieue de 4,000 mètres, de 63.331 au degré, égale les 0.72 du mille marin.

Le mille anglais ou américain égale 1.207 du mille terrestre français.

§ 2. INFLUENCE DE LA PUISSANCE DE L'APPAREIL DANS DIVERSES APPLICATIONS DES BÂTIMENTS A VAPEUR.

Dans l'application de la navigation par la vapeur au service de paquebot ou de transport des dépêches et passagers, la promptitude de la traversée est la condition principale. Le chargement se réduit alors en grande partie à la seule quantité de charbon nécessaire pour alimenter la machine durant le voyage.

Cependant une légère réduction à la vitesse du navire en apporte une beaucoup plus sensible à la puissance du moteur, et, par suite, à la consommation du combustible; et, dans les bateaux à vapeur destinés spécialement au transport des marchandises, la vitesse peut être d'une considération secondaire, relativement à la dépense de force qu'elle exige, et par conséquent sous le rapport industriel.

Si l'on représente, en général, par E la longueur en milles nautiques de l'espace à parcourir ou de la traversée, la durée du trajet sera égale à $\frac{E}{V}$, et l'équation $F = KB^2V^3$ (§ 3) donnera

$$F \frac{E}{V} = KB^2V^3 \frac{E}{V} = KB^2V^2E.$$

Ainsi, tandis que la puissance du moteur est proportionnelle au cube de la vitesse, la dépense de force est proportionnelle au carré. En supposant la vitesse diminuée de moitié, par exemple, la puissance de la machine serait réduite au huitième, et la dépense de force pour parcourir le même trajet E ne serait que le quart de la dépense primitive; mais il en résulterait aussi une diminution proportionnelle dans le poids de l'appareil et de l'approvisionnement en combustible, et le bâtiment pourrait transporter une quantité d'autant plus grande de marchandises. Il faudrait toutefois qu'il restât encore une force suffisante à la machine pour pouvoir lutter contre les mauvais temps.

Prenons pour exemple un bateau à vapeur destiné au transport des marchandises, et dont les formes et les dimensions soient telles qu'il faille une force de 100 chevaux pour lui proeurer la plus grande vitesse qu'il est capable d'atteindre, et que nous évaluons à 9 milles nautiques par heure. En réduisant la machine à la force de 80 chevaux, la vitesse qu'elle imprimera au navire ne sera que de $8\frac{1}{3}$ milles nautiques; et, si l'espace à parcourir est de 120 milles, la durée du trajet sera de $\frac{120}{8\frac{1}{3}} = 14$ heures 24 minutes, au lieu de

$\frac{120}{9} = 13$ heures 20 minutes qu'elle aurait été avec une machine de 100 chevaux, ce qui est sans importance pour le succès d'une entreprise de ce genre. Mais la dépense en combustible pour tout le trajet ne sera que de $5^h \times 80^{m} \times 14^h.4 = 5760$ kilog., au lieu de $5^h \times 100^{m} \times 13^h.33 = 6665$ kilog., et le bateau pourra transporter 20 tonneaux de plus en raison seulement de la diminution du poids de la machine. Les bénéfices seront donc plus grands.

Ce bateau, réduit de 100 à 80 chevaux, pourra, avec même dépense de combustible, parcourir une distance plus grande dans le rapport de 1 à $\frac{6665}{5760} = 1.1571$. Ainsi, dans cet exemple, avec 6665 kilogrammes de charbon il ferait une traversée de 138.85 milles nautiques, au lieu de 120.

On voit que, dans l'application de la vapeur aux longs voyages, de même qu'au transport des marchandises, il y aura avantage à réduire la puissance de l'appareil, et, par suite, la vitesse du navire, à la proportion reconnue suffisante pour la sûreté de la navigation. En augmentant la grandeur des bâtiments à vapeur on peut aussi augmenter leur vitesse, comme on l'a vu dans le paragraphe précédent; et par conséquent, la durée de la traversée diminuant, on pourra effectuer un plus long voyage. Mais cette dernière faculté sera accrue encore, si au lieu d'augmenter la vitesse, on la conserve la même, c'est-à-dire si la force de l'appareil reste proportionnelle à l'aire de la section transversale du navire, tandis que le tonnage ou les capacités pour loger l'approvisionnement du charbon et les marchandises suivront la proportion des cubes des dimensions linéaires.

Pour les paquebots, qui n'ont que de courts trajets à faire, il importe de leur procurer la plus grande vitesse possible, puisque leur succès en dépend, et que ceux qui iront le plus vite seront toujours préférés par les voyageurs. Aussi, avec la plus grande puissance motrice, on cherche encore à réduire leur résistance au sillage, en allégeant le poids de leur coque et en augmentant le rapport de la longueur à la largeur de la carène, parce que ces navires ne sont pas destinés à affronter les grosses mers et qu'ils n'ont presque jamais l'occasion de naviguer comme bâtiments à voiles.

Les bâtiments à vapeur de guerre sont soumis à des conditions différentes de celles des bâtiments à vapeur du commerce. Ils doivent pouvoir naviguer avec une grande vitesse dans de certaines occasions; modérer cette vitesse dans d'autres, pour ménager leur approvisionnement de combustible et se servir des voiles, soit concurremment avec la vapeur, soit isolément, toutes les fois que les circonstances de temps le permettent.

Voyez, pour plus de détails, note I^{re}, art. 5, et note II, art. 1.

§ 3. APPLICATION DES FORMULES DE LA THÉORIE GÉNÉRALE DU MOUVEMENT DES BÂTIMENTS À VAPEUR DANS UNE EAU TRANQUILLE, ET DÉTERMINATION DES VALEURS NUMÉRIQUES DES COEFFICIENTS DE CES FORMULES.

Les deux tableaux suivants présentent le résumé comparatif des calculs sur les bâtiments à vapeur, de différente force, dont nous avons fait lithographier les plans, et sur les qualités nautiques et les machines desquels nous avons pu nous procurer les renseignements les plus exacts. Nous en avons déduit les valeurs numériques des coefficients des formules de la théorie générale du mouvement de ces bâtiments, et, par suite, les moyens de déterminer, par comparaison et par approximation, les proportions du navire et de l'appareil moteur qui doivent satisfaire à des conditions données.

Nous appelons vitesse *normale* d'un bâtiment à vapeur la plus grande vitesse que peut atteindre ce bâtiment, au moyen de la vapeur seulement et dans les circonstances favorables, c'est-à-dire en temps et mer calmes, et au tirant d'eau *normal* réglé par le constructeur, lequel correspond assez généralement à la moitié de l'approvisionnement ordinaire en combustible, ou au tiers du plus fort approvisionnement que peut prendre le navire, et à une immersion des roues mesurée par 4 pouces anglais (10 centimètres) au dessus du bord supérieur de l'aube la plus basse.

1^{er} Tableau. — Les valeurs du coefficient K de la formule $V = \sqrt{\frac{F}{K \cdot R}} \quad (3)$, qui donne la vitesse du navire exprimée en nœuds ou milles nautiques, au tirant d'eau normal et en temps calme, ont été établies d'après les vitesses bien déterminées de bâtiments de 12, 50, 80, 120 et 160 chevaux, construits sur le système le plus en usage pour la navigation maritime. Il en résulte que le *Phocéen* et le *Ferdinand II*, dont les machines sont légères et les carènes fines et allongées, réalisent proportionnellement une vitesse normale supérieure à celle des autres bâtiments de même force. Ils peuvent conserver encore cette supériorité de vitesse par vent debout et une mer peu agitée, mais ils la perdent par une grosse mer, et, dans les longues traversées, les autres bâtiments doivent avoir de l'avantage lorsqu'il s'agit de comparer les vitesses moyennes obtenues dans les circonstances variables de la navigation, c'est-à-dire avec des temps tantôt favorables et tantôt contraires.

Les valeurs de K , déduites de l'expérience, et que nous avons adoptées, suivent une progression en raison inverse de la force nominale des bâtiments à

vapeur ou en raison directe du nombre de coups de piston que battent les machines; c'est-à-dire qu'à mesure que la puissance augmente, l'effet utile ou la vitesse de sillage croît dans un plus grand rapport que la force nominale. (Note VII, art. 2.) Ainsi, $K=0.013$ correspond aux petits bateaux ou au plus grand nombre de coups que battent leurs machines, et qui, généralement, ne dépasse pas 40; $K=0.012$ correspond à la force nominale de 20 à 50 chevaux, ou à un nombre de coups de piston de 40 à 30; $K=0.011$, de 50 à 160 chevaux, ou de 30 à 25 coups; $K=0.010$, de 160 à 200 chevaux, ou de 25 à 22 coups; $K=0.009$, de 200 à 300 chevaux, ou de 22 à 20 coups. Nous avons étendu cette progression à $K=0.008$ pour les bâtiments de 300 à 400 chevaux, ou pour 20 à 18 coups, et à $K=0.007$ pour les bâtiments de 400 à 500 chevaux, ou pour 18 à 17 coups: elle s'est vérifiée dans les applications qui ont été faites sur le *Sirius* ou la *Gorgone*, de 320 chevaux; la *British-Queen*, de 500 chevaux, etc. (Note II, art. 2.) On voit aussi à la colonne d'observations du 1^{er} Tableau que cette vérification a eu lieu, d'une manière assez remarquable, sur la frégate à vapeur, de 220 chevaux, la *Medea*, dont nous devons supposer que la vitesse a été déterminée avec la plus grande exactitude dans les expériences faites à Woolwich.

II^e Tableau. — La force F de la machine, correspondante à la vitesse de piston fixée par le constructeur comme donnant la mesure de la puissance productive de la chaudière, est calculée au moyen de la formule de Watt

$$F = \frac{0.58125 \times D^2 \times N}{4500} \quad (\text{Chap. II, § 4.})$$

Le coefficient S de la formule $D = \frac{SV}{N}$ (chap. I, § 3), servant à déterminer le diamètre extérieur des roues à aubes ordinaires, a été calculé au moyen de l'équation $S = \frac{nD}{V}$, et en donnant à V les valeurs en mètres par seconde correspondantes à celles en milles nautiques par heure obtenues par le coefficient K du premier tableau.

On voit que S varie de 31.1 à 25.605 pour les bâtiments de 12 à 220 chevaux. Mais les deux premiers, de 12 et 20, doivent former une classe à part: un faible accroissement de charge sur ces petits bateaux augmentant sensiblement l'immersion de leurs aubes, il a fallu se réserver un diamètre de roues plus grand qu'il ne devrait l'être pour la charge normale, afin de se ménager la faculté de le faire varier au besoin. Nous distinguerons aussi parmi les bâtiments de 50 à 220 chevaux 1^o ceux qui ne sont destinés qu'à de courtes traversées, dont le chargement en charbon varie très peu, et qui empruntent très

rarement le secours du vent, tels que les paquebots *l'Estafette*, de 50 chevaux, et le *Phocéen*, de 120 (On peut ranger dans cette classe le *Ferdinand II*, de 180, sur l'appareil duquel nous n'avions pas de renseignements suffisants pour le comprendre dans le II^e Tableau.); 2^e ceux qui font de longs voyages, dont l'approvisionnement variable en charbon forme la majeure partie du chargement, qui font usage des voiles concurremment avec la vapeur, et qui, favorisés par le vent, peuvent dépasser leur vitesse normale en temps calme. Pour ces derniers, dont les conditions sont les mêmes que celles des bâtiments à vapeur de guerre, la valeur de S approche assez d'être égale à 28.6478, et nous proposerons d'adopter cette valeur numérique du coefficient de la formule $D = \frac{SV}{\pi}$ servant à calculer le diamètre des roues, parce que, comme nous le verrons plus loin, c'est celle qui correspond au cas où la vitesse circonférentielle des roues, à l'extérieur des aubes, doit être égale à une fois et demie la vitesse de sillage du navire.

Le rapport de la circonférence extérieure de la roue au nombre d'aubes, ou l'intervalle entre les bords extérieurs de ces aubes, que nous avons représenté par r dans le II^e Tableau, varie assez régulièrement de 0^m.91 à 1^m.22 (de 3 à 4 pieds anglais) et proportionnellement aux forces de 12 à 220 chevaux. r' , ou le rapport de la surface immergée du maître-couple du navire à la surface d'une aube, varie aussi dans le même sens, de 9 à 14; sa valeur moyenne pour les bâtiments à vapeur de 80 à 220 chevaux, non compris le *Phocéen* et le *Vélocé*, est d'environ 13.5.

La moyenne de $U_2 - V$ ou l'excédant de vitesse du bord intérieur des aubes sur celle du sillage du navire, que nous désignerons par e , est égale à 0^m.501 par seconde (environ 1 mille nautique par heure) pour les bâtiments de 12 à 220 chevaux. Sa valeur moyenne pour les bâtiments de 100 à 220 chevaux, non compris le *Phocéen*, est de 0^m.652 par seconde (1^m^{ms}.27 par heure). Nous adopterons $e = 0.77$ (1^m^{ms}.4) pour les bâtiments à vapeur de guerre, afin que, par un vent favorable leur vitesse de sillage pouvant surpasser de 1^m^{ms}.4 la vitesse en temps calme, celle de la roue ou du piston de la machine reste encore la même sans que la partie supérieure des aubes devienne contraire à la marche.

$V - \frac{1}{2} U_1$, ou la différence entre la vitesse normale du navire et les $\frac{1}{2}$ de la vitesse du bord extérieur des aubes est tantôt positive, tantôt négative, et approche de très près d'être nulle dans quelques bâtiments faisant partie du II^e Tableau et qui paraissent les mieux proportionnés. Nous adopterons donc

$V = \frac{1}{3} U$, ayant eu plusieurs fois nous-même l'occasion de vérifier cette coïncidence des vitesses normales de sillage, relevées par le moyen du loch ou par le calcul du mouvement de la roue (1). On aurait alors

$$\frac{2}{3} U = \frac{2}{3} \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi D n}{90} = V;$$

(1) On trouve dans la deuxième édition anglaise de l'ouvrage de Tredgold, page 690, de l'explication des planches du navire à vapeur de 220 chevaux, *le Nil*, le tableau suivant :

Circonstances de temps.	Nombre de coups de piston.	Vitesse du navire.	Vitesse de la roue.	Multiple de la vitesse du navire égale à celle de la roue.
Brise modérée, vent large, avec la moitié des voiles.	22	milles par hr. 12	milles par hr. 18	1.5
Brise modérée, vent debout.	18	9.75	14.7	1.5
id. mer debout.	16	8.25	"	1.6
Forte brise, vent debout et mer debout.	12	5.5	9.18	1.66
Bon frais debout et grosse mer debout.	9	4.25	7.1	1.71

• *Nota.* Il serait impossible de déduire une règle pour faire connaître le rapport exact entre la vitesse du navire et celle de la roue, faute de quelque instrument qui puisse marquer soigneusement la vitesse du navire. Néanmoins, avec ce multiple (celui du tableau ci-dessus) on peut évaluer approximativement la perfection relative des différents navires à vapeur, lorsque la surface et la position des aubes sont dans le même rapport les unes aux autres; et, au moyen d'un registre particulier de ces nombres, la perfection relative des aubes sur un navire semblable peut être déterminée en le plaçant dans les mêmes circonstances, telles que tirant d'eau, etc. »

• On conçoit en effet, d'après l'équation

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right) V \dots (S 1)$$

et, avec cette condition, le coefficient S de l'équation

$$S = \frac{Dn}{V} \quad \text{ou} \quad \frac{Dn}{S} = V$$

et l'équation

$$U = \left(1 + \frac{b}{a}\right) (V \mp u) \dots (\S 4),$$

le mouvement étant parvenu à l'uniformité et $\frac{b}{a}$ ne changeant pas, qu'il doit exister, pour le même navire, un rapport constant entre sa vitesse *relative* au fluide et la vitesse circonférentielle du bord extérieur de ses aubes, ou bien entre la vitesse de ce navire et le nombre de coups de piston battus par la machine. Lorsque le bâtiment ne navigue point dans un courant produit par des marées ou par le mouvement des vagues, ce rapport peut être déterminé en prenant la vitesse de sillage au moyen du loch ou plus exactement au moyen d'une distance mesurée à terre. Si on a à lutter contre un courant ou contre le mouvement des vagues, la vitesse des roues ne suit pas évidemment le même rapport avec la vitesse *absolute* du navire (chap. I, § 4). D'après le tableau ci-dessus, le rapport de la vitesse des roues à la vitesse *relative* du navire augmente avec la mer contraire; mais cela provient du moyen imparfait employé pour mesurer cette dernière vitesse; et, si l'on avait pu tenir un compte bien exact de l'influence du courant ou des vagues sur le loch, on aurait trouvé vraisemblablement que ce rapport avec la vitesse *relative* n'avait pas changé.

Le loch à bateau, qui a l'avantage d'être fort simple, suffit pour les usages ordinaires de la navigation; mais, quand il s'agit de mesurer exactement la vitesse de sillage, on sent le besoin d'un instrument qui soit moins exposé aux irrégularités du mouvement de la surface de la mer, et surtout aux agitations produites par les roues des navires à vapeur. Le moyen le plus rigoureux dont on se sert pour les épreuves de vitesse des bâtiments à vapeur consiste à se régler sur une distance d'un mille bien mesurée à terre, et à parcourir cette distance successivement dans les deux sens, afin que, les circonstances de vent, de courant ou de mer, quelque légère que soit leur influence, se trouvant alternativement et au même degré favorables et contraires, la moyenne des deux sillages donne le plus exactement possible la vitesse du navire en temps calme et dans une eau tranquille.

Nous avons souvent été à même de constater les grandes erreurs que donne le loch ordinaire par l'influence du mouvement plus ou moins rapide des roues à aubes (note I, art. 4). Une suite d'expériences, faites avec le moyen que nous venons d'in-

deviendrait égal à

$$S = \frac{90}{\pi} = \frac{90}{3.1416} = 28.6478,$$

valeur numérique proposée ci-dessus (2).

diquer, fournirait la possibilité d'évaluer approximativement les degrés de cette influence dans les circonstances diverses, et de reconnaître si, conformément à la théorie, il existe un rapport constant entre la vitesse *relative* d'un navire et celle de ses roues à aubes. Ce résultat est tellement probable, que la plupart des capitaines des bâtiments à vapeur acquièrent en fort peu de temps l'habitude d'estimer la vitesse de sillage, d'après le nombre de tours de roues et en égard à l'état de la mer, avec beaucoup plus d'exactitude que par le moyen du loch.

Quoi qu'il en soit, les données comparatives de notre II^e Tableau, confirmées par celles du bâtiment à vapeur *le Nil*, montrent évidemment que les meilleurs constructeurs anglais déterminent les proportions de leurs roues d'après la condition que la vitesse circonférentielle à l'extérieur des aubes soit égale à une fois et demie la vitesse du navire en eau calme, du moins lorsqu'il s'agit de bâtiments à vapeur marins.

(2) Les deux coefficients K et S ou M et S (puisque M est égal à $\sqrt{\frac{\pi S}{120K}}$) des formules de la théorie générale du mouvement des bâtiments à vapeur fournissent les deux équations (chap. 1, § 3)

$$M = \sqrt{\frac{1}{2K\beta^2}} \quad \text{et} \quad S = \frac{60 \left(1 + \frac{B}{A} \sqrt{\frac{\beta}{\alpha}} \right)}{\pi \beta},$$

et, M et S étant donnés par l'expérience, on pourrait déterminer deux des trois quantités β , α et δ (chap. 1, § 1), si l'une d'elles était connue. Mais il y a autant de difficultés à calculer *a priori* la surface résistante des aubes, ainsi que la position du centre de pression des aubes, qu'il y en a à calculer la surface résistante du navire (voyez note I, art. 1). Toutes les hypothèses qu'on pourrait faire à ce sujet ne sauraient conduire à une détermination rigoureuse de l'une des trois quantités β , α ou δ . De la même manière que pour les coefficients K et S, l'on serait réduit à leur assigner des valeurs moyennes d'après une série d'expériences; et la comparaison des résultats obtenus par l'une ou l'autre de ces deux espèces de coefficients hypothétiques ne deviendrait plus, pour le but qu'on se propose ici, qu'un objet de curiosité (note I, art. 1).

Sans avoir égard aux moyennes des coefficients numériques que nous avons proposé d'adopter, voici comme on pourrait, en général, calculer les proportions des roues et des aubes, à l'aide des données du II^e Tableau, et comparativement à des bâtiments à vapeur de même force et de même destination, dont les conditions ou les qualités nautiques sont connues :

Le diamètre des roues, à l'extérieur des aubes, sera déterminé au moyen du coefficient S, par la relation

$$D = \frac{SV}{n}$$

M. Barlow a calculé que le rapport de la résistance de la carène de la *Medea* à celle de la surface plane immergée de son mât-couple devait être, d'après ses expériences, égal à $\frac{1}{15}$. Il a comparé ce résultat à celui qu'on obtiendrait au moyen des expériences du colonel Beaufoy. Suivant ce dernier, le rapport de la résistance de la carène de la *Medea* à celle de sa section immergée se mouvant à travers l'eau calme, avec une vitesse de 9.84 milles nautiques par heure, serait encore plus petit qu'un *quinzième*, c'est-à-dire $\frac{1}{16.74}$ ou près d'un *dix-septième*; et, en prenant le rapport de la résistance de la carène de la *Medea* à celle d'un cylindre de même section et à extrémités planes, on trouverait, encore suivant le colonel Beaufoy, $\frac{1}{18.58}$ ou entre un *quinzième* et un *seizième*. M. Barlow observe que, s'il avait fait usage des résultats des expériences du colonel Beaufoy dans les calculs de ses Tableaux n^o 11^e et n^o V (note I, art. 4), les nombres de la colonne 17 du Tableau n^o 11, et de la colonne 4 du Tableau n^o V, exprimant la *pression sur l'aube verticale* et l'*effet produit par la machine*, auraient été augmentés d'environ un septième, et que dans l'évaluation de la puissance exercée sur les aubes on aurait trouvé une quantité surpassant la puissance nominale de la machine, ce qui tendrait à prouver que les machines fonctionnent ordinairement au dessus de leur force nominale.

Cherchons à déterminer le même rapport d'après la vitesse normale de la *Medea*, déduite de la formule

$$V = \sqrt{\frac{F}{KB^3}}$$

et du coefficient $K = 0.009$ dans notre I^{er} Tableau.

A la vitesse normale de 9^m.46 par heure ou de 4^m.938 par seconde, la surface immergée du mât-couple de la *Medea* est de 27.974 mètres carrés. Les roues

Le diamètre intérieur des aubes, d'après la relation

$$\frac{\pi D^2 n}{60} = U = V + e,$$

est égal à

$$D = \frac{60}{\pi} (V + e),$$

en donnant à e la valeur de $U_3 - V$ correspondante.

La largeur ou hauteur des aubes est égale à

$$h = \frac{D - D'}{2}.$$

utilisant les $\frac{2}{3}$ de la puissance de la machine (voyez note 1, *Tableau* n° III), la force impulsive communiquée au navire est égale aux $\frac{2}{3}$ de 220 chevaux = 146 chevaux = $146 \times 75 = 10950$ kilogrammètres par seconde; et cette quantité d'action doit être égale à celle de la résistance de la carène. Or, d'après diverses expériences sur la résistance des fluides (chap. I, § 1), la résistance directe de 1 mètre carré de surface plane mue avec une vitesse de 1 mètre par seconde dans l'eau calme est comprise entre 50 et 60 kilogrammes. Prenons la moyenne de cette résistance ou 55 kilogrammes. La quantité d'action de la résistance directe de la surface immergée du maitre-couple mue avec une vitesse de 9^m⁴⁵.6 par heure ou 4^m.938 par seconde sera égale à $27.974 \times (4.938)^2 \times 55 = 185255$ kilogrammètres. On a donc $\frac{10950}{185255} = \frac{1}{16.92}$ ou près d'un dix-septième pour le rapport de la résistance de la carène de la *Medea* à celle de la surface immergée de son maitre-couple, et tel est aussi le rapport moyen indiqué par M. Barlow pour les bâtiments à vapeur soumis aux expériences de Woolwich. (Note I, *Tableau* n° III.)

En évaluant à 50 et ensuite à 60 kilogrammes la résistance directe de 1 mètre carré de surface plane mue avec une vitesse de 1 mètre par seconde, on aurait trouvé successivement les deux fractions $\frac{1}{15.38}$ et $\frac{1}{16.45}$, entre lesquelles se trouve compris le rapport de la résistance de la carène de la *Medea* à celle de sa section transversale immergée. D'après Euler (la longueur de la carène de ce bâtiment étant égale à 3 fois et demie sa largeur), ce rapport devrait être de $\frac{1}{16}$.

Remarquons que les vitesses normales V de notre 1^{er} *Tableau*, que nous avons assignées aux bâtiments à vapeur de différentes forces, d'après les valeurs numériques adoptées pour le coefficient K , supposent que les carènes de ces navires ont les proportions et les formes que l'expérience a démontré être jusqu'à présent les plus avantageuses.

Le nombre d'aubes est égal, en nombre rond, à

$$N = \frac{\pi D}{r}.$$

La longueur des aubes, d'après la relation $\frac{B^2}{lh} = r'$, est égale à

$$l = \frac{B^2}{r'h}.$$

TABLEAUX COMPARATIFS

DES

CALCULS FAITS SUR DES NAVIRES ET MACHINES A VAPEUR

DE DIFFÉRENTES FORCES.

1^{er} TABLEAU. — Proportions principales des bâtiments à vapeur de l'Al.

Nom du bâtiment.			St-Pierre.	"	Estafette.		
Destination ordinaire.			Batis. Livours.	"	Calais. Deuvres.		
Force nominale en chevaux-vapeur			12.	30.	50.		
			Espèce des unités.				
Longueur de la carène à la flottaison moyenne de la charge normale.			mètres	21 020	24 000	27 600	
L.	Largeur	ditto ditto	id.	3 360	4 160	4 980	
Rapport de la longueur à la largeur.			"	6 319	5 791	5 554	
T	Profondeur de la carène à la flottaison moyenne de la charge normale.		mètres	1 100	1 300	1 600	
Tirant d'eau moyen normal fixé par le constructeur.			id.	1 500	1 200	1 830	
Différence du tirant d'eau ditto			id.	"	"	"	
D'placement de la carène à ce tirant d'eau.			Partie avant.	tonneau	17 767	33 580	76 600
			Partie arrière.	id.	25 325	31 501	60 647
			Différence.	id.	4 442	6 380	15 953
			Total.	id.	51 699	70 781	137 247
Nombre de tonneaux de déplacement par cheval de force.			id.	4 558	5 539	2 745	
Déplacement pour 1 centimètre d'immersion à la flottaison moyenne.			id.	0 601	0 840	1 146	
Distance du centre de figure de la carène à la flottaison normale.			mètres	0 467	0 467	0 672	
D'en avant (en arrière pour le Phœbe) de la verticale passant par le milieu de cette flottaison.			id.	0 521	0 605	0 892	
12	Surface immergée du maître-couple ou de la plus grande section transversale.		mètres car.	3 298	3 961	7 211	
Nombre de chevaux de force par mètre carré de cette surface immergée.			chevaux	3 656	5 024	6 954	
Rapport du volume de la carène au parallélépipède circonscrit.			"	0 437	0 536	0 607	
Rapport de la surface de la flottaison à celle du parallélogramme circonscrit.			"	0 825	0 877	0 811	
1	Rapport de la surface immergée du maître-couple ditto.		"	0 884	0 860	0 905	
K	Coefficient de l'équation de relation entre la force motrice, la résistance de la carène et la vitesse de sillage exprimée en nœuds ou milles nautiques.		"	0 013	0 012	0 012	
V	Vitesse normale de sillage; en temps calme et en tirant d'eau normal, le navire et les machines en très bon état; vitesse en nœuds, par heure.		nœuds	6 5	7 5	8 33	
Même vitesse exprimée en mètres, par seconde.			mètres	3 544	3 858	4 285	

de différente force faisant partie du deuxième volume
du Génie maritime.

Marsellais.	Mercurio.	Gulnare.	Léopold II.	Phœbé.	Sphinx.	Mentor.	Fédéral II.	Medea.	Vénus.
Marselle. Agde.	Côtes d'Espagne.	Post-Office d'Angleterre.	Livourne. Marselle.	Marselle. Espagne.	Marine royale française.	Postes royales françaises.	Naples. Marselle.	Marine royale anglaise.	Marine royale française.
90	90	100	120	120	100	100	120	120	120
39.350	39.685	34.670	41.620	40.420	46.250	50.080	47.740	52.869	56.050
6.400	6.240	6.240	7.000	7.120	8.160	8.188	7.586	9.600	9.160
6.148	6.199	4.996	5.303	6.941	8.068	6.116	6.295	8.473	6.337
2.143	2.380	2.370	2.860	2.250	3.060	3.060	3.065	**3.570	3.680
2.270	2.550	2.670	2.860	2.500	3.330	3.330	3.343	3.820	3.970
"	0.390	"	"	0.050	"	"	0.190	"	"
298.477	170.934	165.171	277.071	190.855	417.480	403.087	338.830	543.491	705.822
119.322	160.154	145.103	247.596	199.374	331.637	367.045	297.034	461.400	593.182
19.155	16.777	20.060	29.473	— 8.739	68.783	36.952	41.796	61.001	140.640
307.799	337.085	510.370	824.567	390.440	709.987	771.042	635.964	936.841	1267.004
4.072	4.213	3.103	4.372	3.251	4.807	4.819	5.532	4.638	5.895
2.966	1.911	1.978	2.237	2.869	3.324	3.513	3.143	4.400	4.715
0.945	0.960	0.961	1.137	0.873	1.522	1.340	1.319	1.570	1.520
0.547	0.352	0.411	0.696	— 0.390	1.122	0.635	0.765	0.723	1.448
12.604	13.071	13.923	16.004	11.480	21.628	20.766	18.442	**27.974	28.389
6.347	6.120	7.398	7.227	10.472	7.398	7.705	9.760	7.864	7.389
0.718	0.572	0.480	0.651	0.480	0.645	0.595	0.534	0.547	0.646
0.877	0.772	0.691	0.818	0.737	0.859	0.833	0.846	0.864	0.864
0.918	0.880	0.758	0.984	0.715	0.960	0.923	0.788	0.811	0.899
0.011	0.011	0.011	0.011	0.011	0.010	0.010	0.010	0.009	0.009
8.33	8.33	8.75	8.7	9.8	9.0	9.2	9.9	**9.6	9.45
4.365	4.285	4.501	4.475	5.041	4.630	4.753	5.092	4.938	4.861

II^e TABLEAU. — Proportions principales des machines
du deuxième volume de

Nom du bâtiment armé de deux machines à haute pression.		St - Pieres.
Force nominale en chevaux-vapeur de chacune des deux machines.		6
Système de construction des machines, ou nom du fabricant.		Maudslayi.
		Épée des unités.
d	Diamètre de piston du cylindre à vapeur.	Centimètres. 38.0
e	Courb. d° d°	Mètres. 0.65
	Hauteur de la colonne de mercure mesurant la tension de la vapeur dans le cylindre.	Centimètres 12.7
N	Vitesse de piston par minute, donnant la mesure de la puissance évaporatrice de la chaudière.	Mètres. 52.0
n	Nombre de coups de piston par minute correspondant à cette vitesse.	" 40.0
F	Force effective de la machine, correspondante à cette vitesse.	Chev.-vap ^r . 6.352
D	Diamètre maximum des roues ou au bord extérieur des aubes.	Mètres. 2.60
D'	Diamètre des roues au bord intérieur des aubes.	Id. 1.90
l	Longueur des aubes.	Id. 1.90
A	Largeur ou hauteur des aubes.	Id. 0.32
A'	Surface d'une aube.	Mét. carrés. 0.332
N°	Nombre d'aubes de chaque roue.	" 9
$N^{\circ}A$	Surface totale des aubes de chaque roue.	Mét. carrés. 3.168
U_1	Vitesse de bord extérieur des aubes correspondante à la vitesse du piston	Mét. par 1 ^{re} . 5.455
$\frac{1}{2}U_1$	Donc tiers de cette vitesse d°	Id. 3.620
U_2	Vitesse du bord intérieur des aubes d°	Id. 4.104
v	Vitesse de sillage du navire par seconde, déduite du 1 ^{er} Tableau.	Id. 3.514
$U_1 - v$	Excès de la vitesse du bord intérieur des aubes sur celle du sillage.	Id. 0.76
$v - \frac{1}{2}U_1$	Excès de la vitesse du sillage sur les deux tiers de la vitesse du bord extérieur des aubes.	Id. - 0.286
$\frac{1}{2}S$	Coefficient de l'équation de relation entre le diamètre maximum des roues, la vitesse de piston de la machine et celle du sillage du navire.	" 31.100
r	Rapport de la circonférence extérieure des roues au nombre d'aubes.	Mètres. 0.907
	Rapport de la surface totale des aubes d'une roue à sa circonférence extérieure.	Mét. carrés. 0.283
$\frac{1}{2}r'$	Rapport de la surface immergée du maître-couple à la surface d'une aube.	" 9.540

et des roues à aubes des bâtiments à vapeur faisant partie
l'Atlas du Génie maritime.

	Essaie.	Marcellais ou Mercure.	Culture ou Brander.	Léopold II.	Phoenix.	Sphinx.	Mentor.	Nédes ou Salamandre.	Vélocé.
10	25	40	50	60	80	80	80	110	110
Naudley.	Fawcett.	Fawcett.	Fawcett.	Fawcett.	Miles.	Fawcett.	Ed. Dury.	Naudley.	Fawcett.
48.0	74.9	91.4	102.6	108.7	111.8	121.9	127.0	141.0	140.0
0.68	0.914	1.067	1.097	1.372	1.067	1.448	1.372	1.284	1.676
12.7	19.7	12.7	12.7	12.7	12.7	12.7	12.7	12.7	12.7
52.0	54.892	57.911	57.911	64.007	57.911	64.007	64.007	63.533	67.056
38.935	30.002	27.137	27.137	23.396	27.137	22.033	23.396	21.500	20.005
10.578	20.075	40.087	50.646	61.738	61.526	80.581	80.581	110.360	111.350
5.00	3.657	4.619	4.470	5.181	4.775	5.943	5.791	6.400	6.705
2.30	2.743	3.305	3.454	4.115	3.557	4.625	4.625	4.876	5.487
1.33	1.676	1.961	2.133	2.362	2.464	2.438	2.501	2.667	2.743
0.53	0.457	0.457	0.506	0.573	0.609	0.660	0.584	0.765	0.609
0.472	0.766	0.905	1.084	1.259	1.501	1.609	1.513	2.032	1.670
10	11	13	13	14	15	16	16	16	18
4.735	6.495	11.709	14.086	17.495	22.509	25.745	24.910	29.513	30.069
6.006	5.745	6.279	6.354	6.398	6.285	6.856	7.073	7.305	7.093
4.004	3.850	4.186	4.224	4.218	4.283	4.570	4.715	4.903	4.889
4.604	4.509	4.541	4.908	5.027	5.064	5.333	5.446	5.489	5.748
3.858	4.395	4.985	4.504	4.475	5.041	4.650	4.735	4.938	4.861
0.746	0.694	0.756	0.407	0.559	0.615	0.705	0.813	0.551	0.887
— 0.146	0.483	0.599	0.587	0.357	0.518	0.060	0.018	0.135	0.179
20.732	25.606	27.973	26.950	27.006	25.708	28.284	28.840	27.868	27.594
0.949	1.044	1.068	1.080	1.162	1.000	1.167	1.137	1.262	1.170
0.501	0.733	0.846	1.008	1.063	1.506	4.379	1.231	1.617	1.427
8.434	9.413	13.927	12.475	13.188	7.654	13.441	13.725	13.760	17.358

* La moyenne de l'ex-
trême du vitesse du bord
intérieur des aubes sur
celle du milieu de navire
est 0".801 par seconde ou
soit d'un mille nautique
par heure.

** La différence entre la
vitesse normale du navire
et les deux tiers de la vi-
tesse du bord extérieur
des aubes est négative
pour les petits bateaux, et
s'approche de zéro pour
d'être nulle dans quelques
uns des autres bâtiments.
En la supposant nulle,
S = 28.546.

*** La valeur moyenne
du coefficient S est de
20.410 pour les petits ba-
teaux, de 27.270 pour la
classe des paquebots de
60 à 120 chaudières, et de
28.070 pour la classe des
bâtiments à vapeur de
puissance de 160 à 250 cha-
audières.

**** La valeur moyenne
du rapport $\frac{S}{V}$ pour les ba-
teaux de 80 à 200 cha-
audières, non compris le Phé-
nix et le Vénus, est 15
et demi.

NOTE. La Molen ayant
des roues à aubes mou-
lées, nous avons pris les
dimensions des roues à
galerie éprouvées de la So-
ciété, dont les prin-
cipales du navire et des
machines sont les mêmes.

Chapitre 2.

APPAREILS A VAPEUR MARINS.

§ 1. DE LA MACHINE A VAPEUR EN GÉNÉRAL.

La machine à feu, dont le moteur est la vapeur d'eau, est restée à peu près au point où le célèbre Watt l'a laissée, sauf quelques modifications de détails de mécanisme dans ses applications diverses, et un emploi plus avantageux de la force élastique de la vapeur, qui a permis de faire usage de l'expansion ou détente de cette vapeur jusqu'à sa limite utile.

Machine à simple effet, dite atmosphérique ou de Newcomen. Dans cette machine, le cylindre ou corps de pompe qui reçoit la vapeur est fermé par le bas et ouvert par le haut. La vapeur, dont la pression dépasse de très peu celle de l'atmosphère, afflue en plein de la chaudière au cylindre sous le piston, qui s'élève, et qui descend poussé par la pression atmosphérique par suite du vide opéré par la condensation de la vapeur dans la partie inférieure du cylindre. La vapeur n'agit donc que faiblement pour faire monter le piston, balancé d'ailleurs par un contre-poids ; et la force motrice, qui est ordinairement transmise à des pompes élévatoires par l'intermédiaire d'un balancier, réside dans l'excès de la pression de l'atmosphère sur la pression existante sous le piston après la condensation de la vapeur.

Le grand inconvénient de cette machine est le refroidissement du cylindre, occasionné par l'eau de condensation introduite dans son intérieur, ce qui diminue la force de ressort de la vapeur qui afflue sous le piston. Il en résulte une grande perte dans l'effet utile et une consommation considérable de combustible. Mais dans les mines où le charbon a très peu de valeur, cette machine, à cause de la grande simplicité de sa construction, est encore employée avec avantage.

On aperçoit déjà le pas immense que Watt fit faire à la machine à feu par

l'invention de son *condenseur*, ou vase séparé et distinct du cylindre, ne communiquant avec celui-ci qu'à l'aide d'un tube étroit, et dans lequel s'opère la condensation de la vapeur. De cette heureuse invention découlèrent toutes les améliorations importantes qu'il créa par la suite. Il n'eut plus besoin de recourir à la pression atmosphérique pour produire la force motrice; il en trouva une bien plus puissante dans la pression de la vapeur, qu'il put faire agir alternativement au dessus et au dessous du piston, et modérer à son gré en interrompant son admission et en la laissant se dilater dans le cylindre. De là sa machine à vapeur à *simple effet*, et sa machine à *double effet*, ou communiquant un mouvement rotatoire; l'une ou l'autre agissant avec de la vapeur à basse ou à haute pression, avec ou sans détente et avec ou sans condensation, selon les genres d'applications qu'elles étaient destinées à recevoir.

Machine à simple effet de Watt. Cette machine, employée particulièrement à l'épuisement des mines, est de toutes les machines à vapeur celle qui réalise le plus grand effet utile, non seulement à cause du grand pouvoir du moteur et de sa transmission directe à la résistance, mais principalement par l'économie qui résulte de l'usage le plus avantageux possible de la force élastique de la vapeur générée, et par des dispositions particulières à cette machine, qui permettent de réduire l'action du moteur juste à la proportion nécessaire au travail mécanique à exécuter. Quelque extraordinaire que puisse paraître un semblable résultat, comparativement aux effets des autres machines à vapeur, on en trouvera l'explication en entrant dans les détails de la construction et de la manœuvre de cet appareil. (Note III.)

Dans les machines à simple effet des comtés de Cornouailles et de Devon, la vapeur, qui a, en général, une tension de $2\frac{1}{2}$ à 3 atmosphères, n'agit sur le piston que pour le faire descendre, et soulève par l'intermédiaire d'un balancier la *maitresse-tige* des pompes d'épuisement, dont le poids sert à refouler l'eau dans ces corps de pompes. La vapeur est donc introduite dans la partie supérieure du cylindre, tandis que la partie inférieure est en communication avec le condenseur; elle afflue pendant $\frac{1}{2}$ à $\frac{1}{3}$ de la course du piston, et le reste de la course s'achève sous la pression décroissante de la vapeur qui se dilate. Quand le piston est au bas de sa course, une soupape isole du condenseur la partie inférieure du cylindre, qui, par le jeu d'une autre soupape dite d'*équilibre*, communique au même instant avec la partie supérieure. Le piston, également pressé par la vapeur sur les deux faces, remonte entraîné par le poids de la maitresse-tige des pompes d'épuisement.

Machine à double effet de Watt. Dans cette machine, la vapeur agit alter-

nativement au dessus et au dessous du piston moteur, dont la tige, par ses courbes successives, et à l'aide des balanciers, bielles et manivelles, produit un mouvement rotatoire autour d'un arbre appelé *arbre de couche*; ce qui rend ce moteur applicable à tous les genres d'industrie.

Les différentes applications de cette machine ont conduit à en varier les systèmes eu égard au mode d'emploi de la force élastique de la vapeur: Ainsi, la machine à vapeur à double effet est à *basse pression*, à *condensation*, avec ou sans *détente*; elle est à *moyenne pression*, à *détente*, avec ou sans *condensation*; elle est à *haute pression*, sans *détente* et sans *condensation*. Les machines à basse pression fonctionnent avec une tension de vapeur qui varie de 1 à 2 atmosphères; celles à moyenne pression, avec une tension de 2 à 4; celles à haute pression, avec une tension qui dépasse rarement 8 atmosphères.

Les machines à vapeur du premier de ces systèmes sont les plus lourdes, puisqu'il entre plus de matière dans leur construction. Celles du troisième système sont les plus légères, à cause de la suppression de la condensation et de la détente. Aussi ces dernières doivent-elles être préférées comme machines locomotives qui n'ont qu'à se transporter elles-mêmes, ainsi que cela a lieu pour les voitures à vapeur; mais lorsque ces machines ont aussi à transporter avec elles un approvisionnement considérable de combustible, elles doivent être rejetées si leur consommation est trop grande, et tel est le cas des locomotives appliquées à la navigation maritime.

Si nous nous en rapportons aux résultats d'expériences faites en France sur des machines fixes employées à terre (note IV), nous voyons qu'à égalité de force les machines à basse pression auraient une consommation en charbon double de celle des machines à moyenne pression; tandis que les machines à haute pression dépenseraient environ deux fois plus que les premières. Nous avons lieu de douter de l'exactitude de ces résultats, quant aux machines à basse pression, où la détente dans celles soumises aux expériences devait être à peu près nulle, et dont l'exécution et l'état d'entretien étaient probablement fort négligés, surtout si nous les comparons aux machines de même système qui ont prévalu sur les bâtiments à vapeur. Les chaudières des machines marines à basse pression, dont les foyers intérieurs sont disposés de manière à utiliser le mieux possible les produits de la combustion, ont, relativement à la dépense de charbon, de très grands avantages sur les chaudières des machines à basse pression établies à terre. Des expériences récentes, entreprises par M. l'écuyer James Watt, à Soho, près

Birmingham, ont prouvé que les chaudières du genre de celles des bâtiments à vapeur obtiennent un tiers d'économie de combustible sur celles à basse pression ordinairement employées à terre. (Voyez p. 280 du *Traité de la machine à vapeur* par le docteur Lardner, 5^e édition, 1836.)

§ 2. DU SYSTÈME DE MACHINES A VAPEUR APPLIQUÉES A LA NAVIGATION.

En Europe les machines à basse pression ont été jusqu'à ce jour préférées pour la navigation à vapeur. Mais aux Etats-Unis, où ce mode de navigation a pris son origine et où il a été d'une pratique beaucoup plus étendue qu'en Europe, on a adopté avec moins de difficulté, particulièrement pour la navigation sur les fleuves, les machines à pression élevée et sans condensation, qui, plus simples de construction, sont plus légères et coûtent moins (1). Les bateaux à vapeur d'Amérique remplissant des conditions entièrement dif-

(1) « On doit remarquer qu'en Amérique, tous les bateaux à vapeur ou presque tous sont sur les rivières; il n'y en a pas un, sur 300 à 500, qui aille jamais en mer ou quitte seulement l'eau douce. Un des résultats pratiques de cela est qu'on étend les ponts quelquefois de 8 à 10 pieds de chaque côté, sur ce qu'on nomme une avancée où l'on construit de grandes cabanes; en sorte que ces bateaux paraissent sur l'eau comme d'immenses châteaux. J'ai voyagé sur l'un d'eux dont le pont était élevé de 30 pieds au dessus de l'eau et sur lequel on avait établi les constructions dont je viens de parler. — Ces bateaux ne sont pas tous à haute pression, mais à une assez forte pression. Celui sur lequel j'étais fonctionnait à 80 livres par pouce carré; il avait 5 chaudières. Il est à remarquer que tout le mécanisme, les chaudières, etc., sont placés sur le pont, dans tous les bateaux que j'ai vus; il n'y a rien au dessous de la roue. — Il y a une grande cabane, pour mettre le mécanisme à l'abri du temps; mais les balanciers et quelques autres parties de la machine restent toujours à l'air. — On met les chaudières sur le pont, afin d'obtenir un emplacement plus considérable pour la cargaison; ce qui ne pourrît se pratiquer sur les bateaux allant à la mer. » (*Enquête de la Chambre des Communes sur la navigation à vapeur*, 1831. *Témoignage du capitaine Basil Hall*, n^o 424, 434, 438, 439, 477.)

gérantes de celles auxquelles doivent satisfaire les bâtiments à vapeur marins naviguant dans nos parages, nous nous occuperons plus spécialement de ces derniers. (Voyez note VII, art. 3.)

Plusieurs essais ont été tentés en Angleterre et en France, dans le but de substituer la haute à la basse pression dans les machines marines. Jusqu'à présent les résultats ont toujours été en faveur de la basse pression, soit que les machines à pression élevée, toutes choses égales d'ailleurs, consomment réellement plus de combustible pour produire le même effet utile, soit que cette plus grande consommation provienne des difficultés inhérentes à la nature même de leur application; et si les machines à moyenne pression, et surtout à détente, ont un avantage bien constaté dans leur emploi à terre, toujours est-il qu'on doit rester dans le doute, quant à leur utilité à la mer, jusqu'à ce qu'on ait fait disparaître les obstacles que présente cette application.

La plus grande difficulté réside dans l'appareil évaporatoire. L'eau de mer, qui sert à alimenter cet appareil, occasionne en peu de temps des couches épaisses de dépôts salins qui, adhérant aux surfaces de chauffe, s'opposent à la transmission du calorique dans la masse liquide soumise à l'évaporation, résistent à tous les moyens chimiques, et dont une opération mécanique peut seule préserver. Les chaudières destinées à produire de la vapeur à une pression élevée sont cylindriques; leur forme exige un plus grand développement en longueur, et se prête plus difficilement au travail du nettoyage. Les dépôts salins y sont aussi plus abondants, parce que les lames d'eau qui séparent les nombreux conduits de flamme ont très peu d'épaisseur, et que la haute température qu'acquièrent les parois trop rapprochées de ces bouilleurs favorise la formation des couches scabieuses (2). Ainsi, en l'état actuel, ces chaudières ne sont guère plus légères, sont plus encombrantes

(2) C'est principalement dans les lames d'eau ou bouilleurs qui séparent entre eux les foyers et les surfaces de chauffe qu'ont lieu les plus grands dépôts de sulfate de chaux que les extractions périodiques qui ont pour but de diminuer la saturation de l'eau par les sels solubles ne parviennent point à enlever. Ces lames ayant peu d'épaisseur, l'eau qu'elles renferment à une température très élevée se répand plus lentement dans la masse liquide, et la globulation y est beaucoup moins tumultueuse que sur les dômes des foyers, par exemple, où l'on trouve aussi bien moins de dépôts.

Des expériences suivies nous ont prouvé que, pour un intervalle de 50 à 60

à bord des bâtiments à vapeur, et consomment plus de combustible que les chaudières carrées à basse pression.

Divers procédés ont été mis en usage pour éviter les dépôts salins dans les chaudières. Les sels solubles, abandonnés par l'eau de mer, en sont extraits au moyen de renouvellements périodiques de cette eau, qui l'empêchent d'atteindre le degré de saturation auquel ils se déposent. Ces extractions ont lieu ordinairement de deux en deux heures, ou au moins de quatre en quatre heures, et par un abaissement du niveau de l'eau d'environ dix centimètres à chaque fois. La quantité d'eau froide qu'il est nécessaire d'injecter pour rétablir le niveau après chaque extraction produit une diminution de température dans l'eau soumise à l'évaporation, et tend à augmenter la consommation de combustible. Les sels insolubles ne sont point entraînés par ces renouvellements partiels d'eau. Des croûtes, exclusivement composées de sulfate de chaux à un état d'aggrégation qui le rend inattaquable par tous les acides, adhèrent tellement aux parois, qu'on est obligé de les en détacher avec des burins, au risque d'ébranler les liaisons des chaudières et d'y occasionner des fuites. Ces croûtes acquièrent en peu de temps une assez forte épaisseur. Le calorique intercepté se reporte sur le métal des parois et les élève à une température qui dépasse celle de l'eau qu'elles renferment; la chaleur peut même amener ces parois au rouge, les affaiblir rapidement, y produire des fissures, et mettre les chaudières en danger d'explosion. Pour prévenir l'adhérence des dépôts de sulfate de chaux, plusieurs matières ont été essayées, telles que la pomme de terre, la drèche, la graisse, etc. Mais l'argile épurée proposée par M. Chaix, et dont l'effet est analogue à celui de ces substances sans en avoir les inconvénients, nous paraît devoir obtenir les plus grands succès, pourvu qu'on persévère dans son emploi, en cherchant à le rendre facile, et surtout à détruire d'injustes préventions (note V). C'est en effet

heures de chauffe, ces dépôts sont à peine sensibles dans les chaudières à basse pression, soumises aux mouvements de la mer; tandis que, dans ces mêmes chaudières, fixées à terre, ils sont de 1 millimètre à 1 millimètre $\frac{1}{2}$ d'épaisseur, pour le même intervalle de temps.

Les chaudières tubulaires du bâtiment à vapeur *le Vautour*, fonctionnant à deux atmosphères de pression, et dont la forme diffère peu des chaudières des locomotives pour les chemins de fer, produisaient aussi des dépôts de 1 millimètre à 1 millimètre $\frac{1}{2}$, dans le même intervalle de 50 à 60 heures de chauffe.

dans l'application que consiste tout le mérite d'invention de ce procédé, et c'est une idée simple et heureuse à la fois que d'avoir su saisir ce que la nature indiquait elle-même sur les bâtiments à vapeur naviguant alternativement dans la mer et dans les eaux limoneuses des rivières. Nous ne pouvons attribuer qu'à un esprit d'opposition la faveur que quelques personnes viennent de rattacher à l'emploi de la graisse accompagnée de fortes et très fréquentes extractions de l'eau des chaudières, ou bien de la graisse mêlée avec de la plombagine. Ces moyens, connus depuis long-temps, et reproduits comme nouveaux, n'obtiennent quelque effet que lorsqu'on a la possibilité de les répéter à des intervalles très rapprochés; ils ne sont certainement pas économiques, et il est même des circonstances de navigation où ils seraient impraticables.

Quelques mécaniciens ont cherché par une autre voie à s'affranchir des dépôts salins en remplaçant la condensation en usage par le refroidissement à l'extérieur des capacités qui reçoivent la vapeur motrice après son effet, afin de renouveler l'eau de la chaudière au moyen de cette vapeur condensée et pure de toute substance étrangère. Si l'on atteignait ce but, il est évident qu'on n'aurait besoin d'avoir à sa disposition que la quantité d'eau douce seulement nécessaire pour remplacer la petite portion de vapeur qui pourrait se perdre par les fuites ou par quelques autres causes, et que cette quantité s'obtiendrait facilement par la distillation de l'eau de mer dans un vase de petite dimension, exposé au même feu que la chaudière.

La méthode de condensation à l'extérieur fut proposée par Watt en 1776; mais, comme elle exige un très grand développement de surface refroidissante pour produire le même effet que la condensation par un jet intérieur (3), elle fut probablement abandonnée par ce célèbre mécanicien,

(3) D'après ses observations particulières et les renseignements qui lui ont été fournis par M. Howard, M. Galy-Cazalat est porté à croire que, « pour avoir une condensation aussi rapide que celle obtenue par le contact de la vapeur avec une pluie d'eau, il faudrait au moins six pieds carrés (0^m45,574) de surface refroidissante par force de cheval. »

Nous ignorons quelle est la proportion de surface refroidissante adoptée par M. Samuel Hall; mais l'expérience a prouvé qu'elle est insuffisante dans ses appareils, et que la vapeur y est employée moins avantageusement que dans les machines à injection. Ce fait a été clairement établi à bord de la *British-Queen*, pouvant faire

parce qu'il s'aperçut que les petits tubes condenseurs étaient sujets à s'engorger de manière à empêcher la condensation. M. Samuel Hall a reproduit récemment cette méthode, mais avec des perfectionnements qui offrent des chances de succès. Plusieurs bâtiments à vapeur anglais sont armés de machines construites d'après son système, entre autres le *Sirius*, de la force de 320 chevaux, un des premiers qui aient tenté la navigation sous vapeur entre la Grande-Bretagne et les Etats-Unis; l'*Hercules*, de 180 chevaux; le *Wilberforce*, de 250; le *British-Queen*, de 500; etc.

Ce n'est que lorsque la pratique aura confirmé le succès complet de l'un des divers moyens essayés, pour empêcher l'encroûtement des chaudières que le plus grand obstacle à l'emploi de la pression élevée dans les machines à vapeur se trouvera détruit. Alors seulement on pourra s'assurer si ce système de machines consomme réellement moins de combustible, comparativement à l'effet produit, que les machines à basse pression le plus généralement en usage pour la navigation.

Au désavantage que nous venons de signaler dans les chaudières à haute pression se joignent d'autres inconvénients pratiques, particulièrement attachés à leur emploi à la navigation maritime, que les constructeurs de machines de ce genre ne sont pas encore parvenus à faire disparaître. La haute température, dans le local si resserré du mécanisme à bord des bâtiments à vapeur, rend le service des fourneaux et des soutes à charbon extrêmement pénible (4). Les chances de fuites, qu'il est si facile d'aveugler dans les chaudières

usage de l'un ou l'autre système de condensation, où l'on obtenait deux tours de roues de plus avec le condenseur ordinaire. Dans le nouveau système de condensation à l'extérieur, proposé par M. Beslay fils, cet ingénieur augmente la surface de ses tubes réfrigérants, en leur donnant sur le banc à tirer la forme qui a pour section une étoile à quatre branches. M. Beslay est aussi inventeur d'une nouvelle chaudière qui a donné jusqu'à présent les plus beaux résultats, sous les rapports du poids, de l'encombrement et de la consommation de combustible, et dont l'application doit être faite aux chemins de fer et à la navigation.

(4). Le capitaine du *Vautour*, dont l'appareil fonctionne seulement à deux atmosphères, a vu quelquefois un thermomètre placé entre les chaudières et les machines s'élever à 70 degrés centigrades. Il est vrai que ces chaudières n'étaient point revêtues de corps mauvais conducteurs, comme on paraît maintenant vouloir en adopter l'usage.

res à basse pression, lors même que leurs parois sont réduites à la plus mince épaisseur, sont plus fréquentes dans celles à haute pression, et empêchent d'y maintenir la vapeur à une tension assez élevée. Une négligence dans le service des fourneaux peut aussi occasionner une diminution bien plus sensible de la tension de la vapeur, et, par suite, de la force motrice, dans les machines à pression élevée que dans celles à basse pression. Rappelons en même temps qu'il est des circonstances dans la navigation sur mer où le chômage et même l'affaiblissement du moteur exposeraient aux plus grands dangers. Tous ces inconvénients, sans doute, n'ont pas d'aussi graves conséquences pour la navigation sur les fleuves ou les canaux, qui réclament par dessus tout des machines légères. Aussi voyons-nous les machines à pression élevée assez nombreuses. En comparant ici les machines à pression élevée aux machines à basse pression actuellement employées sur les bâtiments à vapeur, il ne doit être évidemment question que des machines à moyenne pression où l'on fait usage de la détente. La force créée que cette détente utilise pourrait seule compenser la plus grande consommation de combustible qu'exigerait proportionnellement la production de la vapeur à une tension élevée.

§ 3. DE LA STRUCTURE DES MACHINES A VAPEUR MARINES.

Les machines à vapeur appliquées à la navigation doivent remplir, sous le rapport de leur structure, des conditions particulières auxquelles les machines fixes établies à terre ne sont pas assujetties, et la disposition des diverses pièces du mécanisme en est quelque peu différente. Les mouvements violents que la mer leur fait éprouver exigent la plus grande solidité dans la pose de leurs organes, qui doivent se rattacher à une seule base commune, le fond de cale ou la partie du navire qui présente le plus de résistance et reçoit en même temps les moindres secousses (1). L'appareil tout entier est logé sous le

(1) « Nous avons toujours pensé que l'appareil doit être fixé au fond du navire, et nullement sur les côtés. A Liverpool et à Glasgow, quelques machines sont fixées en même temps aux baux, aux côtés et au fond du navire; mais, chaque fois que le bâtiment roule, des mouvements doivent se faire sentir à divers points de l'appareil ».

pont, à l'abri des coups de mer, qui pourraient troubler ou arrêter ses fonctions en éteignant les feux des fourneaux. Le manque d'espace oblige aussi à rapprocher davantage les pièces; et, pour diminuer la hauteur de la machine, le balancier, au lieu d'être au dessus du cylindre, est généralement placé au bas. Il y a deux balanciers; un de chaque côté du cylindre, liés avec la tige du piston de manière à conserver à celle-ci un mouvement parallèle ou qui s'écarte le moins possible de la direction de l'axe du cylindre (note IX). Les tringles ou bielles composant ce mouvement parallèle vont de la partie inférieure de la machine jusqu'au niveau, ou près du niveau de la partie supérieure de la tige du piston, avec laquelle elles sont articulées au moyen d'une traverse horizontale croisant cette tige. Les extrémités opposées des balanciers reçoivent également une traverse horizontale, au milieu de laquelle s'attache la grande bielle destinée à transmettre l'action du piston moteur à la manivelle de l'arbre des roues à aubes, et dirigée de bas en haut, et non de haut en bas comme dans les machines sur terre. Le manque d'espace oblige aussi à employer des cylindres plus courts, et; conséquemment, d'un plus grand diamètre.

La distribution de la vapeur dans les cylindres se fait au moyen de soupapes glissantes ou tiroirs, au lieu de soupapes à siège, le jeu de ces dernières pouvant être souvent altéré par les agitations que reçoit le navire ou par l'interposition de débris de garnitures et autres corps étrangers. Le mouvement d'excentrique des tiroirs, la pompe à air, le condenseur et les autres parties principales de la machine, sont à peu près les mêmes que dans les appareils établis à terre.

Le genre de travail auquel les machines marines sont assujetties est tel; qu'une grande régularité d'action n'est ni nécessaire ni possible. Le mouvement de la surface de la mer cause de très fortes variations dans l'immersion des aubes, et les efforts que supportent ces machines sont soumis à des changements analogues; il faut aussi, selon les circonstances, pouvoir instantanément varier, suspendre, diriger en sens contraire, l'action du moteur. En sorte

à pareil, qui est bientôt mis hors d'état de service. Ce mode d'attache serait encore plus désavantageux sur les bâtiments de guerre, à cause des secousses de l'artillerie. » (*Enquête de la Chambre des Communes sur la navigation à vapeur, année 1831. Témoignages de MM. Fearnell et Fletcher, constructeurs, n° 1727 à 1729.*)

que le modérateur, et autres mécanismes indispensables à la régularité du jeu des machines appliquées aux manufactures, ne sont ici d'aucune utilité réelle.

On a généralement adopté la coutume de placer deux machines à bord des bâtiments à vapeur. Chacune agit sur une manivelle de l'arbre. Les deux manivelles sont à angle droit, l'une par rapport à l'autre, de manière que, quand l'une d'elles passe au *point-mort*, l'autre agit avec toute sa force; ce qui rend l'emploi du volant superflu pour régulariser l'action du moteur.

Les machines marines exécutées par les meilleurs constructeurs diffèrent peu entre elles quant à l'ensemble de leur structure. En les réduisant à occuper le plus petit espace possible à bord des bâtiments, leur service doit offrir cependant les commodités nécessaires pour qu'on puisse circuler librement autour d'elles et exécuter promptement et avec précision toutes les manœuvres.

Nous renvoyons, pour plus de développements, à l'excellent rapport de M. Hubert sur les détails de construction des machines du *Sphinx*, fabriquées par M. Fawcett. C'est sans contredit le meilleur guide pratique que l'on puisse mettre entre les mains des personnes qui s'occupent spécialement de la construction de ce genre de machines à vapeur (2).

« Les machines de M. Napier, observe M. Hubert, diffèrent cependant de celles de tous les autres fabricants; les cylindres verticaux sont placés immédiatement au dessous de l'arbre des roues, et le mouvement est transmis aux manivelles par des châssis qui oscillent autour du pied des bielles verticales placées aux extrémités de la traverse fixée au sommet de la tige du piston; un balancier plus court que ceux des machines ordinaires est lié par un bout aux bielles verticales, dont il dirige le mouvement, et de l'autre il fait mouvoir la pompe à air; par cette disposition, les machines sont moins pesantes. Mais, comme on est obligé de réduire l'étendue de la course des pistons et d'augmenter leur diamètre; il y a perte d'une partie de la force motrice; et, en outre, lorsque la mer est très agitée, le

(2) Les machines des bâtiments à vapeur de la marine royale française étant presque toutes imitées de celles du *Sphinx*, nous avons cru rendre un véritable service aux capitaines et aux mécaniciens de ces bâtiments en faisant lithographier à plusieurs exemplaires les plans et le texte du rapport de M. Hubert. Nous y avons joint quelques notes et une instruction sur la conduite et l'entretien des machines à vapeur marines.

« système des bielles pendantes et des châssis établis pour communiquer le mouvement aux manivelles éprouvant de fortes secousses dans le sens de la largeur du bâtiment, il en résulte une prompte détérioration de leur ajustage, et, par suite, de l'irrégularité dans la marche des pistons. »

Cette modification dans les communications de mouvement, qui a pour objet de rapprocher les cylindres de l'arbre des roues, donne trop peu de bénéfice sous le rapport du poids et de l'encombrement, et elle a l'inconvénient d'exiger des contre-poids dans les roues pour équilibrer l'appareil moteur, ce qui augmente les difficultés de la mise en marche, et expose à des accidents très graves les mécaniciens qui ont quelque travail à faire aux roues ou aux machines, ainsi que nous en avons été quelquefois témoin à bord des bâtiments dont le mécanisme était disposé de cette manière.

« Enfin, ajoute M. Hubert, cette uniformité dans les détails principaux n'est pas le résultat d'une aveugle routine, ainsi qu'on pourrait le supposer, mais le résultat d'un grand nombre d'expériences dirigées par l'intérêt particulier, dans le but de trouver les moyens mécaniques qui conviennent le mieux au service de la mer. »

Les principales dispositions des machines navales à balanciers actuellement en usage sont celles qui furent arrêtées de concert entre Watt et Fulton pour l'appareil du premier bateau de celui-ci qui réussit en Amérique.

Quelques machines à basse pression et à cylindre oscillant ont été appliquées à la marine par MM. Maudslay et Field. Leur légèreté et leur moindre volume peuvent les rendre avantageuses pour de petits bâtiments à vapeur où il importe d'avoir un espace suffisant pour loger les marchandises ou les passagers; mais, dans les grands, les machines à cylindre vertical et à balanciers doivent leur être préférées.

La réduction de l'espace occupé par l'appareil à bord des bâtiments à vapeur étant une condition de première nécessité, les chaudières destinées à ces navires doivent être construites de manière à produire le plus de vapeur avec les moindres dimensions possibles. Dans ce but, les surfaces exposées à l'action de la chaleur ont proportionnellement une étendue plus grande que pour les chaudières fixes du même système; les foyers, les conduits, qui reçoivent les produits de la combustion et les transmettent après avoir fait plusieurs coudes à la cheminée, sont complètement entourés d'eau, de manière à ce que la chaleur pénètre cette eau dans tous les sens. En raison de ce

genre de disposition, la dépense première de construction des chaudières marines est plus considérable; mais elles ont beaucoup plus de facilité à produire de la vapeur, et, d'après les expériences de M. l'écuyer James Watt, que nous avons déjà citées, elles réunissent à l'avantage de moins charger le navire celui d'économiser le tiers du combustible que dépensent les chaudières à basse pression à foyers et conduits extérieurs employées à terre.

De nouvelles tentatives viennent d'être faites par les fabricants anglais dans le but de réduire l'espace occupé par le mécanisme des appareils marins. Telles sont les machines sans balancier ou du type *Gorgone* exécutées par M. Seaward pour cette frégate de 320 chevaux; les machines dites à *fourreau* de M. Hall de Darford, où la bielle elle-même, articulée sur le piston, pénètre et oscille dans l'intérieur du cylindre et remplace la tige; celles à deux paires de cylindres et à une seule pompe à air, proposées récemment par MM. Maudslay et Rossin. Ces dernières ont une grande ressemblance avec les machines que feu M. Gengembre, directeur de l'usine royale d'Indret, avait projetées pour nos bâtiments à vapeur de 220 chevaux; la seule différence entre ces deux appareils est que dans celui de M. Gengembre le mouvement est transmis aux manivelles par des équerres oscillantes placées aux bases des quatre cylindres, tandis que dans celui de MM. Maudslay et Rossin les tiges des pistons des deux cylindres de chaque machine sont réunies par une double traverse entre laquelle passe la grande bielle, qui va s'articuler par en bas à deux bielles descendant de la double traverse, et dont la verticalité est maintenue par des guides fixes. Il est à remarquer aussi que les dispositions d'ensemble des machines de la *Gorgone*, dont l'arbre des roues est à l'aplomb du centre du cylindre à vapeur et tenu aux baux du pont, ont beaucoup d'analogie avec celles de M. Napier, citées par M. Hubert, et avec celles que M. Gengembre a données à ses machines des bâtiments de 160 chevaux, le *Pelican* et le *Vautour*, et au moyen desquelles il est également parvenu à réduire sensiblement l'espace occupé par le mécanisme (3).

(3) Il paraît qu'en dernier lieu MM. Maudslay ont pris brevet pour des machines à piston annulaire portant double tige et se mouvant verticalement dans une enveloppe cylindrique, au centre de laquelle descend la grande bielle qui transmet le mouvement aux manivelles. M. Miller construit en ce moment, pour la marine royale française, un appareil de 320 chevaux, sans balanciers, et dont le mécanisme occupera aussi fort peu de place (Table 2^{me}, *Observations*). Enfin, nous

Nous n'entreprendrons pas la description détaillée des appareils essayés actuellement par les Anglais, et qui, comme nous venons de le voir, n'ont rien de bien nouveau pour nous : l'expérience seule peut décider si les avantages qu'on leur attribue l'emportent sur des défauts évidents ; mais il est à craindre qu'ils n'aient le sort de tant d'autres de même genre, où l'on avait cherché sans succès à s'écarter des règles posées par Watt.

§ 4. MÉTHODE PRATIQUE SUIVIE EN ANGLETERRE POUR ÉVALUER LA FORCE
DES MACHINES A VAPEUR A BASSE PRESSION.

L'unité dynamique adoptée par les constructeurs anglais pour évaluer la force des machines à vapeur, et qu'ils nomment *horse-power*, force de cheval, équivaut au travail de 33,000 livres *avoirdupois* élevées à 1 pied dans une minute. L'unité de travail de ces machines ou le cheval-vapeur est donc une valeur fictive, de beaucoup supérieure à celle du travail d'un cheval moyen vivant. Cette différence provient de ce qu'à l'époque où Watt substitua la machine à vapeur aux chevaux de manège employés dans les brasseries de Londres pour faire mouvoir les meules à écraser le grain, on l'obligea à donner à ses chevaux-vapeur une force égale à celle de chevaux très robustes, choisis exprès pour comparaison, et qui, n'ayant travaillé que peu de temps, avaient élevé en une minute 33,000 livres à 1 pied de hauteur.

Le travail mécanique ou l'effet utile d'une machine à vapeur se mesure par la pression exercée par la vapeur sur le piston, multipliée par l'espace que

constructeurs s'évertuent à inventer quelque chose en ce genre. Mais une autre partie de l'appareil réclame plus impérieusement encore les tentatives des mécaniciens, c'est la chaudière, qu'il conviendrait de rendre moins volumineuse et plus capable de produire, sans inconvénients, de la vapeur à une tension élevée; le poids et le volume de tout l'appareil seraient considérablement réduits par l'adoption du système de machines à moyenne pression, et peut-être qu'alors, pour un léger bénéfice, on ne songerait plus à sacrifier les avantages de précision et de durée des machines équilibrées par les balanciers.

parcourt ce piston pendant l'unité de temps, déduction faite des pertes de force occasionnées par les frottements qu'éprouvent dans leurs mouvements les diverses parties du mécanisme, par l'imperfection du vide dans le condenseur, par le travail de la pompe à air, de la pompe alimentaire, etc. Ces pertes de force ou résistances nuisibles, qu'on ne peut déterminer par des calculs rigoureux, obligent à recourir à l'expérience.

Nous ne saurions mieux faire que de citer un passage du traité de la machine à vapeur, par Jolin Farey, chap. 8, dans lequel se trouve la table adoptée par Watt pour les proportions de ses machines :

- « Les machines de Watt, en bon état, sont capables d'exercer une force de
- » $10 \frac{1}{2}$ livres (1) par chaque pouce carré de l'aire du piston, lorsque la vitesse
- » est suffisamment grande; mais on a jugé convenable, en calculant les di-
- » mensions des machines, de faire une large part à la probabilité qu'elles ne
- » seront pas tenues dans le meilleur état possible, de sorte qu'on a compté
- » seulement sur environ 7 livres par pouce carré du piston.
- » A ce compte, il faut que 33 pieds cubes de vapeur passent dans le cylin-
- » dre par minute et par force de cheval qu'exerce la machine. Cette dépense
- » de vapeur est indépendante de celle qui est perdue à cause de l'espace vide
- » que laisse le piston à chaque extrémité du cylindre, et de celle aussi qui se
- » perd par les garnitures et la condensation.
- » La table suivante a été faite d'après trois machines modèles, de 10, 20 et
- » 40 chevaux, indiquées par Watt, les machines d'autres dimensions étant
- » calculées d'après les mêmes proportions. L'auteur a rencontré des exemples
- » de machines faites par Watt et Boulton durant leur patente, qui sont indi-
- » quées par une * dans la table : elles en forment une partie considérable, et,
- » comme elles sont proportionnées aux autres, on peut considérer cette table
- » comme la règle exacte établie par Watt et suivie dans sa pratique. »

(1) La pression de l'atmosphère, mesurée par une colonne de mercure de 30 pouces anglais (76 centimètres), équivaut à environ 15 livres ou plus exactement à 14.7 livres avoirdupois par pouce carré (1.033 kilogramme par centimètre carré).

TABLE 1^{re}. — Dimensions des cylindres et vitesses des pistons des machines à double effet de Watt.

Eptes de cheval.	Cylindre.		Cours de piston.			Pieds gales de vapeur par minute.	Piston travaille par pouce carré du piston.	Pieds cubes de vapeur par minute et par cheval.	Force utile en livres élevées par piston.
	Diamètre en pouces.	Surface en pouces carrés.	Longueur de la course en pieds.	Nombre par minute.	Pieds parcours par minute.				
4	12	113.1	3	29	174	135	6.8	33.7	759
* 6	14	153.9	3 1/2	27	189	202	6.82	33.6	1043
* 8	16	201.1	4	24	202	268	6.84	33.5	1375
* 10	17 1/2	240.3	4	25	200	334	6.86	33.5	1650
* 12	19	283.5	4	25	200	400	6.88	33.3	1980
14	20 1/2	334.1	4	25	200	465	6.91	33.2	2310
16	21 1/2	371.5	4 1/2	23	207	531	6.91	33.2	2550
18	23	415.5	4 1/2	23	207	598	6.91	33.2	2870
* 20	23 1/2	443.0	5	21 1/2	215	662	6.92	33.1	3070
22	25	490.9	5	21 1/2	215	726	6.92	33.1	3376
* 24	26	530.9	5	21 1/2	215	794	6.92	33.1	3634
26	26 1/2	562.0	5 1/2	20	220	861	6.92	33.1	3900
28	27 1/2	610.3	5 1/2	20	220	927	6.92	33.1	4200
* 30	28 1/2	626.8	6	19	226	993	6.92	33.1	4344
* 36	30 1/2	748.7	6	19	228	1192	6.92	33.1	5210
* 40	31 1/2	779.3	7	17 1/2	245	1326	6.92	33.1	5390
* 45	33 1/2	875.4	7	17 1/2	245	1490	6.92	33.1	6060
50	35 1/2	969.0	7	17 1/2	245	1650	6.94	33.0	6737
60	38 1/2	1164.2	7	17 1/2	245	1950	6.94	33.0	8082
70	40 1/2	1304.2	8	16	256	2310	6.94	33.0	9023
80	43 1/2	1486.2	8	16	256	2640	6.94	33.0	10320
90	46 1/2	1670.9	8	16	256	2970	6.94	33.0	11600
100	48 1/2	1837.0	8	16	256	3300	6.94	33.0	12890

Il paraît, d'après cette table, que Watt adopta que la dépense de vapeur pour chaque machine était proportionnelle à la force qu'elle exerçait : car, dans la plus petite, on emploie 33.7 pieds cubes de vapeur par minute pour une force de cheval, et ; dans la plus grande, 33 pieds cubes. Cela se rapproche suffisamment de la pratique pour évaluer généralement la dépense de vapeur à 33 pieds cubes par minute et par cheval.

Et alors la pression effective sur chaque pouce carré du piston sera de 6.944 livres par pouce carré, ou ($\times .7854 =$) 5.454 livres par pouce circulaire, et chaque pied cube de vapeur élèvera 16 pieds cubes d'eau à la hauteur de 1 pied.

Les machines faites à la manufacture de Soho, pendant quelques années après que Watt se fut retiré des affaires, continuèrent à avoir leurs proportions sur son échelle, quoique la construction des machines eût éprouvé beaucoup de changements. Ces dernières années il est devenu ordinaire parmi les constructeurs de machines de proportionner les pistons pour qu'ils agissent avec une course plus courte que celle déterminée par l'échelle ci-dessus ; par exemple, la machine de 40 chevaux de Watt et Boulton se fait maintenant avec un cylindre de $32\frac{1}{2}$ pouces de diamètre et 6 pieds de course ; leur machine de 60 chevaux, avec un cylindre de $44\frac{1}{2}$ pouces de diamètre et 7 pieds de course, et leurs machines de petites dimensions au dessous de 20 chevaux agissent avec des courses fort courtes. Cette déviation de l'échelle de Watt permet de placer la machine dans un plus petit espace, demande moins de matériaux pour sa construction, et conséquemment coûte moins cher aux fabricants. Mais l'opinion générale des ingénieurs les plus expérimentés est que le travail le plus parfait sera atteint avec autant de longueur pour la course du piston que la convenance le permettra, et, lorsqu'ils désirent faire une machine excellente, ils suivent l'échelle de Watt.

Dans ce qui précède il n'est question évidemment que des machines fixes établies pour l'industrie manufacturière. Les machines locomotives appliquées à la navigation s'écartent encore plus de la table ci-dessus, en considération des difficultés locales qui empêchent de donner une course assez grande au piston. Cette course dépasse ordinairement de très peu la longueur du diamètre du piston dans les machines à vapeur marines ; et, pour la navigation intérieure, elle est souvent moindre.

D'après les renseignements exacts que nous avons pu nous procurer sur les machines marines provenant des ateliers des plus habiles constructeurs ap-

glais, MM. Maudslay, Fawcett, Miller, etc., nous avons dressé la table suivante, qui se vérifie pour les machines employées sur les plus grands bâtiments construits jusqu'à ce jour.

La force des machines est évaluée, suivant la méthode anglaise, à raison de 33,000 livres, *avoirdupois* élevées à 1 pied de hauteur par minute pour la force d'un cheval-vapeur, la pression utile sur le piston étant estimée à 7 livres par pouce carré de sa surface, ou à 5.4978 livres par pouce circulaire.

Ainsi, en appelant d le diamètre du piston exprimé en pouces, et par N le nombre de pieds qu'il parcourt dans une minute; on a :

Force en chevaux-vapeur ou

$$F = \frac{7 \times 3.616 \times d^2 \times N \times 7 \text{ livres}}{33,000} = \frac{5.4978 \times d^2 \times N}{33,000} \dots (1);$$

ou, en désignant par n le nombre de coups de piston ou de révolutions de l'arbre par minute, par c la course du piston, N étant égal à $2cn$,

$$F = \frac{5.4978 \times d^2 \times 2cn}{33,000} \dots (2).$$

Au moyen de l'une ou de l'autre de ces deux équations on déterminera, réciproquement, le diamètre du cylindre, lorsqu'on se donnera la force de la machine, et la vitesse que devra prendre le piston proportionnellement à la longueur de sa course :

$$d = \sqrt{\frac{F \times 33,000}{5.4978 \times N}} \quad \text{ou} \quad d = \sqrt{\frac{F \times 33,000}{5.4978 \times 2cn}}$$

La formule de Watt

$$F = \frac{5.4978 \times d^2 \times 2cn}{33,000} = \frac{10.9956 \times d^2 \times cn}{33,000}$$

peut se mettre, avec une approximation suffisante pour la pratique, sous la forme plus simple $F = \frac{d^2 cn}{3,000}$. Elle est maintenant adoptée par la plupart des constructeurs anglais et par les constructeurs français, du moins pour les machines navales.

Le constructeur anglais M. Barnes emploie la formule $F = \frac{(d-1)cn}{2870}$. On ne voit pas quel motif engagerait à la préférer à celle de Watt, si ce n'est l'intérêt du fabricant : car pour les petites machines jusqu'à 20 chevaux elle donne à peu près les mêmes résultats que cette dernière, à égalité de diamètre, de course et de vitesse de piston, tandis que pour les machines de 225 chevaux, par exemple, elle donne 8 à 9 chevaux de plus.

TABLE 2^{me}. — *Dimensions des cylindres et vitesses des pistons des machines marines à basse pression, en mesures anglaises.*

Force nominale en chevaux-vapeur.	d Diamètre du cylindre à vapeur en pouces anglais.	c Longueur de la course du piston en pieds anglais.	N Nombre de pieds parcourus par le piston par minute.	e Nombre de coups de piston correspondants par minute.	F Force réelle en chevaux-vapeur.	Observations.																														
5	14	2	170	42.500	5.551	Dimensions des machines marines, proposées par M. Fawcett. (Avril 1836.)																														
6	15	2 $\frac{1}{2}$	170	40.000	6.372																															
10	19 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	170	37.777	10.769	<table><tr><th>Force nominale.</th><th>Diamètre du cylindre.</th><th>Longueur de la course du piston.</th><th>Vitesse du piston par minute.</th><th>Force réelle.</th></tr><tr><td>chevants. 160</td><td>inch. 65</td><td>feet. 6</td><td>feet. 255</td><td>chevants. 165-415</td></tr><tr><td>200</td><td>72</td><td>7</td><td>245</td><td>211.595</td></tr><tr><td>225</td><td>76</td><td>7</td><td>245</td><td>235.250</td></tr><tr><td>250</td><td>78</td><td>7 $\frac{1}{2}$</td><td>252</td><td>255.435</td></tr><tr><td>270</td><td>80*</td><td>7 $\frac{1}{2}$</td><td>252</td><td>268.692</td></tr></table>	Force nominale.	Diamètre du cylindre.	Longueur de la course du piston.	Vitesse du piston par minute.	Force réelle.	chevants. 160	inch. 65	feet. 6	feet. 255	chevants. 165-415	200	72	7	245	211.595	225	76	7	245	235.250	250	78	7 $\frac{1}{2}$	252	255.435	270	80*	7 $\frac{1}{2}$	252	268.692
Force nominale.	Diamètre du cylindre.	Longueur de la course du piston.	Vitesse du piston par minute.	Force réelle.																																
chevants. 160	inch. 65	feet. 6	feet. 255	chevants. 165-415																																
200	72	7	245	211.595																																
225	76	7	245	235.250																																
250	78	7 $\frac{1}{2}$	252	255.435																																
270	80*	7 $\frac{1}{2}$	252	268.692																																
15	23 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	170	34.080	15.309																															
20	27	2 $\frac{1}{2}$	170	30.999	20.646																															
25	29 $\frac{1}{2}$	3	175	29.106	25.572																															
30	32	3 $\frac{1}{4}$	180	27.692	30.708																															
40	36 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	185	26.428	40.521																															
50	40	3 $\frac{1}{2}$	190	25.323	50.650																															
60	45 $\frac{1}{2}$	4	195	24.375	60.418																															
70	48	4 $\frac{1}{2}$	200	23.528	70.505																															
80	48 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	205	22.777	80.536																															
90	51	4 $\frac{1}{2}$	210	22.105	90.998																															
100	53	5	215	21.500	100.645																															
110	55	5 $\frac{1}{2}$	220	20.952	110.872																															
120	56 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	225	20.454	120.712																															
140	60 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	250	20.000	140.255																															
160	64	6	255	19.583	160.562																															
180	67 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	260	18.461	180.527																															
200	70 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	260	18.461	200.878																															
225	74 $\frac{1}{2}$	7	265	17.500	225.785																															
280	77 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	250	16.666	280.968																															
270	80 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	250	16.666	270.741																															

* Avec un diamètre de cylindre de 81 pouces, la force réelle serait de 275.452 chevaux.

— Les machines de l'épave, par M. Fawcett, ont 48 pouces de diamètre de cylindre, mais leur course est de 4 pieds trois quarts, et la vitesse du piston étant par conséquent réduite à 250 pieds par minute, la force réelle qu'en résulte est de 80.028 chevaux.

— Machines du *Sirius* ou de la *Gorgone*. — Navy. L'appareil de 330 chevaux en 2 machines de 165, sans balancier, que M. Miller construisit pour le marine royale française, a 66 pouces de diamètre de cylindre, et 3 pieds de course du piston. Force réelle = 165.021 chevaux pour 51 coups et demi de piston par minute.

* Avec un diamètre de cylindre de 81 pouces, la force réelle serait de 375.452 chevaux.

— Les machines de l'éclair, par M. Fawcett, ont 48 pouces de diamètre de cylindre, mais leur course est de 4 pieds trois quarts, et la vitesse du piston étant par conséquent estimée à 360 pieds par minute, la force réelle qu'on en retire est de 80.036 chevaux.

— Machines du Sirius ou de la Gorgone. — *Nota.* L'appareil de 330 chevaux en 2 machines de 160, sans balancier, que M. Miller construisit pour la marine royale française, a 66 pouces de diamètre de cylindre, et 3 pieds de course du piston. Force réelle : 165.027 chevaux pour 21 coups et demi de piston par minute.

La table 3^e et les formules qui s'y rapportent sont la traduction en mesures françaises de la table et des formules précédentes.

La livre anglaise *avoirdupois* étant égale à 0.4534 kilogrammes, le pied anglais à 0.30479 mètres et le pouce à 2.5399 centimètres, le cheval-vapeur, qui est mesuré par un poids de 33.000 livres élevées à 1 pied de hauteur dans une minute, sera égal à $33,000 \times 0.4534 \times 0.30479 = 4560^{m} .329$, c'est-à-dire à 4560.329 kilogrammes élevés à 1 mètre de hauteur dans une minute.

La pression utile sur le piston, qui est estimée à 7 livres par pouce carré, équivaut à $\frac{7 \times 0.4534}{(2.5399)^2} = 0.4919$ kilogrammes par centimètre carré.

L'équation (1) transformée en mesures françaises devient donc

$$F = \frac{1.5116 \times d^2 \times N \times 0.4919}{4560^{m} .329}$$

dans laquelle d est exprimé en centimètres et N en mètres.

Si l'on prend, suivant l'usage français, 4500^m pour l'unité de travail par minute ou 75^m par seconde, on aura

$$\begin{aligned} F &= \frac{1.5116 \times d^2 \times N \times 0.4919}{4560^{m} .329} \times \frac{4500}{4500} = \frac{1.5116 \times d^2 \times N \times 0.4852}{4500^{m}} \\ &= \frac{0.38125 \times d^2 \times N}{4500} \end{aligned}$$

et la pression utile sur le piston sera estimée à raison de 0.48542 kilogramme par centimètre carré ou de 0.38125 par centimètre circulaire, en prenant pour unité de travail ou cheval-vapeur 4500 kilogrammètres par minute.

L'équation (2) deviendra aussi

$$F = \frac{0.38125 \times d^2 \times 2\pi n}{4500} = \frac{0.38125 \times d^2 \times \frac{2\pi n}{60}}{75} = \frac{0.38125 \times d^2 \times v}{75}$$

dans laquelle v représente la vitesse du piston par seconde, et l'on déduira de l'une ou de l'autre de ces deux équations

$$d = \sqrt{\frac{4500F}{0.38125N}} \quad \text{ou} \quad d = \sqrt{\frac{75F}{0.38125v}}$$

On peut aussi mettre l'équation (2), avec une approximation suffisante, sous la forme plus simple :

$$F = \frac{d^2 \pi n}{5900}$$

TABLE 3^{me}. — *Dimensions des cylindres et vitesses des pistons des machines marines à basse pression, en mesures françaises.*

Force nominale en chevaux-vapeur.	d Diamètre du cylindre à vapeur en centimètres.	c Longueur de la course du piston en mètres.	N Nombre de mètres parcourus par le piston, par minute.	v Vitesse du piston en mètres par seconde.	n Nombre de coups de piston correspondants par minute.	P Force réelle en chevaux-vapeur.	Observations.
5	35 $\frac{1}{2}$	0.61	52.	0.86666	42.623	5.552	La colonne (d) de cette table et de la précédente exprimée en nombre rond le minimum de diamètre du cylindre de chaque machine, nécessaire pour atteindre la force nominale, mais il est d'usage parmi les constructeurs anglais ou français de dépasser et cette limite en de- livrer plus que la force promise.
6	36	0.63	52.	0.86666	40.000	6.362	
10	49	0.68	52.	0.86666	38.235	10.578	
15	59	0.76	52.	0.86666	34.210	15.336	
20	68 $\frac{1}{2}$	0.84	52.	0.86666	30.952	20.672	
25	75	0.91	53.5	0.89166	29.396	25.996	
30	81	0.99	55.	0.91666	27.778	30.572	Les appareils transmissibles de 550 chevaux de force nominale construits en France d'après les plans de M. Schuchter ont 105 centimètres de diamètre de cylindre et 8 ^{me} 38 de course de piston avec une vitesse de 1 ^{er} coup par minute. Force réelle de chaque machine, 255.045 chevaux. Cette force réelle serait de 329.942 chevaux si la chaudière était suffisante pour une vitesse de 1 ^{er} coup par minute que compense la course de 8 ^{me} 38. D'après l'échelle de Watt.
40	92	1.07	56.5	0.94166	26.402	40.515	
50	101 $\frac{1}{2}$	1.14	58.	0.96666	25.438	50.624	
60	109 $\frac{1}{2}$	1.22	59.5	0.99166	24.383	60.462	
70	117	1.30	61.	1.01666	23.404	70.745	
80	123 $\frac{1}{2}$	1.37	62.5	1.04166	22.810	80.763	
90	129 $\frac{1}{2}$	1.45	64.	1.06666	22.069	90.932	
100	134 $\frac{1}{2}$	1.52	65.5	1.09166	21.546	100.388	
110	139 $\frac{1}{2}$	1.60	67.	1.11666	20.937	110.464	
120	144 $\frac{1}{2}$	1.68	68.5	1.14166	20.387	120.331	
140	154	1.75	70.	1.16666	20.000	140.649	
160	163	1.83	71.5	1.19166	19.535	160.043	
180	171	1.98	73.	1.21666	18.434	180.847	
200	180	1.98	73.	1.21666	18.434	200.286	
225	189	2.13	74.5	1.24166	17.488	225.464	
250	197 $\frac{1}{2}$	2.28	76.	1.26666	16.646	250.521	
270	205	2.28	76.	1.26666	16.646	270.594	

§ 3. COMPARAISON DE LA MÉTHODE ANGLAISE A CELLE PROPOSÉE EN FRANCE POUR ÉVALUER LA FORCE DES MACHINES A BASSE PRESSION.

L'unité de travail des machines à vapeur généralement admise en France étant égale à 4500 kilogrammètres par minute ou 75 kilogrammètres par seconde, la formule qui donne la force en chevaux-vapeur des machines à basse pression (note VIII^e, art. 1) est

$$F = \frac{3.1416 \times d^2 \times N \times (p - p')}{4500} \times f \quad \text{ou} \quad F = \frac{3.1416 \times d^2 \times v \times (p - p')}{75} \times f,$$

dans laquelle p exprime la pression de la vapeur qui arrive sur le piston, cette pression étant égale à 1.033 kilogramme par centimètre carré quand le manomètre est à zéro, et à 1.2912 kilogramme quand le manomètre marque 19 centimètres ou une pression de $1 \frac{1}{2}$ atmosphère;

p' représente la pression dans le condenseur, estimée moyennement par M. Poncelet à 0.15 kilogramme par centimètre carré;

f est le coefficient de correction de la formule théorique pour obtenir le travail ou l'effet utile de la machine en tenant compte des résistances nuisibles produites par les frottements, etc.

Les valeurs suivantes de f ont été proposées par M. Poncelet pour les machines à basse pression, d'après les résultats d'expériences directes faites au moyen du frein dynamométrique.

Force des machines en chevaux-vapeur.	En très bon état d'entretien.	En état ordinaire d'entretien.
4 à 8	0.50	0.42
10 à 20	0.56	0.47
30 à 40	0.60	0.54
60 à 100	0.65	0.60

Remplaçant p et p' par leurs valeurs $p=1.2912$ kilogramme, $p'=0.15$ kilogramme, on a

$$F = \frac{1.51616 \times d^2 \times N \times 1^3.1612}{4500} \times f = \frac{0.8963 \times d^2 \times N}{4500} \times f.$$

En prenant pour f les plus petites valeurs qui correspondent à l'état ordinaire d'entretien, cette formule devient

$$F' = \frac{0.376 \times d^2 \times N}{4500}, \text{ pour les machines de 4 à 8 chevaux ;}$$

$$F'' = \frac{0.4213 \times d^2 \times N}{4500}, \text{ pour les machines de 10 à 20 chevaux ;}$$

$$F''' = \frac{0.484 \times d^2 \times N}{4500}, \text{ pour les machines de 30 à 50 chevaux ;}$$

$$F^{IV} = \frac{0.558 \times d^2 \times N}{4500}, \text{ pour les machines de 60 à 100 chevaux.}$$

Et l'on aurait, d'après les dimensions des machines de la Table 3^e,

Force nominale en chevaux-vapeur.	(d) Diamètre du cylindre en centimètres.	(N) Nombre de mètres parcourus par le piston dans une minute.	Force réelle en chevaux-vapeur.
F'	5	35½	5.475
	6	38	6.273
	10	49	11.547
F''	15	59	16.965
	20	68½	22.842
F'''	30	81	38.809
	50	101½	64.263
F ^{IV}	60	109½	85.292
	100	134½	129.767

Si l'on en excepte les petites machines, on voit qu'avec le même diamètre de cylindre la force réelle ou effective est estimée beaucoup plus haut que par la méthode anglaise. Les valeurs du coefficient de correction f , qui varie suivant la force nominale des machines, ont été déduites d'un très petit nombre d'expériences dont l'exactitude peut paraître douteuse, eu égard aux difficultés que présente l'emploi du frein dynamétrique. Un grand nombre d'applications, au contraire, ont servi de base à la méthode de Watt, qui admet que le coefficient de correction reste le même quelle que soit la force nominale de la machine. Et en effet, si les grandes machines sont plus avantageuses que les petites, parce qu'elles ont des courses de piston plus longues et que les pertes occasionnées par les résistances nuisibles y sont proportionnellement moindres, d'un autre côté aussi leur application aux arts, principalement à la navigation maritime, où l'on ne peut faire usage d'engrenages, exige que le piston, qui doit battre un nombre suffisant et déterminé de coups, se meuve avec une vitesse absolue croissant en proportion de la longueur de sa course, et que par conséquent, dans les grandes machines, il se dérobe avec plus de rapidité à l'action de la vapeur que dans les petites; de telle sorte que la pression effective exercée par la vapeur sur chaque unité de surface du piston conserve à très peu près la même valeur, quelle que soit la puissance des machines. (Note VIII, art. 2.)

Nous pensons donc que la méthode pratique adoptée en Angleterre pour mesurer la force des machines à vapeur à basse pression est plus rationnelle et présente plus d'exactitude que la nôtre. Par la première aussi, les diamètres des cylindres correspondants aux forces nominales seront plus grands, et les conditions des traités avec les fabricants offriront par conséquent plus d'avantages aux acquéreurs de ces machines.

Pour montrer en quels termes les fabricants anglais stipulent les conditions de force de leurs machines, nous prendrons pour exemple l'appareil d'un bâtiment à vapeur de 100 chevaux, construit pour notre marine royale. Les conditions suivantes sont extraites d'un marché pour cette fourniture :

- L'appareil sera composé de deux machines à vapeur à basse pression et à double effet, complètes et de la force de 50 chevaux chacune.
- La force des machines sera évaluée, suivant les usages de la pratique en Angleterre, à raison de 33,000 livres élevées à 1 pied de hauteur par minute pour la force d'un cheval, et la pression sur le piston à raison de 7 livres par pouce carré de sa surface.
- Le diamètre des roues sera de 14 pieds 8 pouces; la longueur des aubes

de 7 pieds, et leur largeur de 20 pouces; les aubes seront au nombre de 12.

• La tension de la vapeur dans le cylindre principal faisant équilibre à une colonne de mercure de 5 pouces de hauteur, en sus de la pression atmosphérique, les chaudières devront fournir assez de vapeur pour que, *en réglant convenablement la résistance, le piston puisse prendre une vitesse de 190 pieds par minute.*

• Les cylindres auront environ 40 pouces de diamètre, et la longueur de la course des pistons sera de 3 pieds 6 pouces.

• La chaudière sera d'une force suffisante pour supporter une pression de 8 livres par pouce carré; cependant elle ne devra agir habituellement que sous une pression de 4 livres par pouce carré, suivant l'usage adopté en Angleterre pour les machines à basse pression. •

Lorsque le fabricant, d'accord avec le constructeur du navire, en accepte le plan, il garantit la vitesse de sillage en temps calme, qu'il fixerait, dans cet exemple, à 8 à 9 nœuds ou milles nautiques par heure.

En faisant $d = 40$ pouces et $N = 190$ pieds, la formule de la page 53 donne pour la force promise de chacune des deux machines $F = 50.65$ chevaux-vapeur.

§ 6. DE LA DÉTENTE DE LA VAPEUR, ET DE L'AVANCE DU TIROIR DANS LES MACHINES MARINES A BASSE PRESSION.

Dans la méthode que nous venons d'exposer pour mesurer la force des machines à basse pression, on suppose que la vapeur exerce la même pression utile pendant toute la course du piston, et l'on n'a point égard à la diminution de pression occasionnée par l'expansion ou détente de cette vapeur, en déterminant les dimensions du cylindre correspondantes à une force donnée. Cependant cette détente est employée à un degré assez élevé par quelques constructeurs de machines marines; mais, quoique la vapeur en se dilatant vers chaque fin de course du piston exerce moins de pression sur celui-ci, l'expérience prouve que par les avantages qui résultent de ce mode d'action, l'effet utile est le même, et que la détente, dans ces machines, procure un bénéfice net sur la dépense de force motrice, et, par suite, une diminution dans les dimensions de l'appareil évaporatoire et dans la consommation du

combustible (1). Le meilleur mode d'action de la force élastique de la vapeur pour le travail des machines est d'une très haute importance, et nous allons entrer dans quelques détails à ce sujet.

La détente de la vapeur vers chaque fin de course du piston est indispensable pour régulariser le jeu de la machine; elle sert à détruire les chocs ou résistances nuisibles à l'effet utile, en diminuant l'action de la force motrice sur le piston au moment où celui-ci est près de recevoir une impulsion en sens contraire. L'introduction de la vapeur dans le cylindre doit donc être interrompue avant que le piston ait terminé sa course; la vapeur introduite se détendant alors dans un plus grand volume, sa force de ressort diminue. Elle doit même se

(1) « Si la chaudière est en libre communication avec le corps de pompe pendant tout le temps que chacune des courses alternatives du piston nécessite, ce piston se trouvera soumis à l'action d'une force accélératrice constante : il arrivera donc à l'une et à l'autre extrémité du cylindre vertical qu'il parcourt avec une vitesse très grande, et qui, sans produire aucun effet utile, contribuera à ébranler l'ensemble de l'appareil. Si au contraire les robinets adaptés aux tubes qui établissent la communication entre la chaudière et le corps de pompe ne demeurent pas ouverts pendant toute la durée des excursions du piston; s'ils se ferment, par exemple, chacun à leur tour, quand le piston est parvenu aux deux tiers de sa course, le tiers restant sera parcouru en vertu de la vitesse acquise, et surtout par l'action que la vapeur déjà introduite alors continuera à exercer. Cette action deviendra de moins en moins forte pendant ce dernier tiers du mouvement du piston, attendu que la vapeur se dilatera graduellement, et qu'à mesure qu'elle occupera des espaces de plus en plus grands, son élasticité, comme celle de tout autre gaz, diminuera. Dès lors il n'y aura plus de vitesse nuisible vers les deux limites des excursions du piston, et, ce qui est encore plus important, une moindre quantité de vapeur sera employée pour produire les mouvements désirés. — Les mécaniciens ont cité des expériences d'après lesquelles il semblerait qu'en employant ainsi la détente de la vapeur on peut économiser, à égalité d'effet, une quantité considérable de combustible; aussi rangent-ils la proposition que Watt a inscrite à ce sujet dans sa première patente au nombre des plus lumineuses dont l'industrie lui soit redevable. Il ne paraît pas cependant que dans les machines sorties des ateliers de Soho la détente ait été employée sur une grande échelle : on n'y a eu recours que pour rendre le mouvement du piston à peu près uniforme. » (*Notice de M. Arago. Machine à détente. Annuaire du Bureau des Longitudes, 1837, pages 277 à 279.*)

condenser un peu avant la fin de cette course, afin que le piston ne continue de se mouvoir qu'en vertu de sa vitesse acquise, et pour préparer ou rendre plus parfait le vide qu'il faut opérer dans cette partie du cylindre en exécutant la course suivante; cette avance, ou la quantité dont le mouvement du tiroir précède celui du piston, se nomme *avance à la condensation*. Par suite de cette dernière circonstance il arrive aussi, dans quelques machines où l'avance à la condensation est disproportionnée relativement à la détente, que la vapeur est introduite dans la partie opposée du cylindre un instant avant que le piston ait commencé à rétrograder, et lorsque, par la nature du mouvement rotatoire qu'il imprime à la manivelle de l'arbre de couche, il reste quelque temps presque stationnaire, ou se trouve à ce qu'on est dans l'usage d'appeler *són point mort*, tandis que le tiroir, au contraire, est alors à sa plus grande vitesse. L'avance du tiroir pour l'introduction de la vapeur contribue encore à éteindre l'action du piston dans la direction primitive; mais, en général, dans les machines marines, son effet est peu important comparativement aux deux premiers, c'est-à-dire ceux de la détente et de l'avance à la condensation (2).

La soupape glissante, ou à tiroir, est le mécanisme de distribution de vapeur le plus convenable, et le seul adopté maintenant pour les machines à vapeur marines. Les secousses violentes auxquelles ces machines sont exposées apporteraient de trop grandes perturbations dans le mécanisme des soupapes à siège.

(2) Voyez sur l'avance du tiroir des locomotives des chemins de fer le Traité de ces machines par M. G. de Pambour, pages 287 et suivantes, 1^{re} édition. Le tiroir des locomotives ne produisant pas de détente, et par conséquent la hauteur de sa bande plane étant égale à la hauteur de l'orifice correspondant du cylindre, l'avance de l'ouverture d'admission de la vapeur est exactement la même que l'avance de l'ouverture d'émission à l'atmosphère. Mais dans les machines marines qui fonctionnent avec détente, l'avance de l'ouverture à la condensation est réglée par les constructeurs proportionnellement à cette détente ou à l'excédant de la hauteur de la bande sur celle de l'orifice, c'est-à-dire de telle sorte que l'ouverture à l'introduction de la vapeur corresponde à très peu près au point mort du piston, on qu'il n'y ait pas, à proprement parler, d'avance ni de retard à cette introduction.

On vient d'adopter aussi l'usage de la détente dans les nouvelles locomotives, en augmentant la hauteur des bandes de leurs tiroirs. On peut donc leur donner de l'avance à l'émission à l'atmosphère sans avance à l'admission de vapeur.

Lorsque la distribution de la vapeur dans le cylindre se fait au moyen d'un tiroir mu par un cercle excentrique à l'arbre de couche, il faut, pour obtenir la détente, que la hauteur de la bande frottante du tiroir excède d'une certaine quantité la hauteur de l'orifice d'introduction de la vapeur dans le cylindre. Alors, pendant une partie du mouvement qui opère cette distribution, la bande du tiroir intercepte toute communication avec l'orifice correspondant du cylindre, et l'expansion ou détente de la vapeur est mesurée par une fraction de la course du piston dépendante de l'excoès de la hauteur de la bande sur celle de l'orifice et des vitesses de mouvement relatives du tiroir et du piston. L'avance du tiroir, qui prépare la condensation et limite la durée de la détente, est réglée par la position du *toc* ou heurtoir adapté à l'arbre de couche, et qui conduit l'excentrique transmettant par une bielle le mouvement au tiroir. Cette position du *toc* détermine les correspondances nécessaires qui doivent exister entre les mouvements rectilignes et alternatifs du tiroir et du piston pour opérer la distribution de vapeur voulue, lesquels dépendent eux-mêmes du mouvement circulaire et continu de l'arbre de couche. La fixation du *toc* d'excentrique est certainement la partie la plus délicate du montage des machines à vapeur. Nous avons vu sur plusieurs appareils des traces de tâtonnements qui annonçaient, de la part des monteurs, la plus aveugle routine; et cependant une erreur de ce genre peut altérer gravement le jeu des machines, diminuer leur effet utile, et consommer en perte une grande partie de la force motrice (3).

Les mouvements rectilignes et alternatifs du piston et du tiroir, qui dépendent du mouvement circulaire et continu de l'arbre de couche, sont affectés d'une manière sensible par les différentes obliquités que prennent les bielles ou verges de communication de ces mouvements. Ainsi, la tête de la grande bielle, par exemple, dans ses positions correspondantes aux extrémités et au milieu des courses du piston, ne divise pas en quatre parties égales la circonférence décrite par le bouton de la manivelle de l'arbre; il en résulte

(3) • Dans les machines du *Cerbère* (imité du *Sphinx*), le mode de distribution de vapeur différait complètement de celui du *Sphinx*, de manière à diminuer sensiblement la puissance mécanique de l'appareil, tout en augmentant la consommation de la vapeur, et, par suite, du combustible, de près de 10 p. 100. » (Conclusions du Rapport de M. l'ingénieur Reech sur les épreuves comparatives entre les bâtiments à vapeur de 160 chevaux le *Papin* et le *Cerbère*.)

que, la vitesse de celui-ci étant régulière, les demi-courses du piston sont parcourues avec des vitesses variables et dans des temps qui diffèrent entre eux. La même observation s'applique à la bielle ou bras d'excentrique par rapport aux courses du tiroir, mais avec des résultats bien moindres, à cause de la grande longueur de ce bras relativement à l'excentricité. Les diverses obliquités auxquelles sont assujetties les pièces de transmission de mouvement apportent donc des variations assez grandes dans les vitesses relatives du piston et du tiroir, et, par suite, dans la distribution de vapeur pendant les courses ascendante ou descendante du piston.

L'analyse est impuissante pour tenir compte exactement de toutes ces circonstances de mouvements. Il faut avoir recours à une figure de géométrie, relevée sur le plan de la machine ou sur la machine elle-même, et dont les coordonnées sont les courses du tiroir et du piston qui correspond à la fois aux différentes positions de la manivelle de l'arbre de couche pendant une révolution complète (4). La courbe *fictive* , ainsi tracée, donne les positions relatives du tiroir et du piston à chaque temps d'une révolution de la machine; et, connaissant d'avance les hauteurs des bandes du tiroir ainsi que leur distance entre elles et les hauteurs des orifices du cylindre ainsi que leur distance entre eux, on en conclut exactement le volume de vapeur introduit à chaque course du piston, celui dans lequel elle se détend, et le point de la course où elle commence à communiquer avec le condenseur. Cette figure serait une courbe régulière du second degré si on n'avait point égard aux obliquités des pièces de transmission de mouvement; mais elle a la forme d'un ovale ou ellipse plus ou moins renflé à l'une de ses extrémités, selon la longueur de la grande bielle par rapport au rayon du cercle décrit par la manivelle, et la position supérieure ou inférieure du balancier par rapport à l'arbre de couche. Il suit de là que la quantité de vapeur introduite, son expansion ou détente, et son avance à la condensation, ne sont pas les

(4) C'est principalement dans les problèmes de mécanique appliquée qu'on peut apprécier l'avantage des méthodes de géométrie sur celles de l'analyse, et nous ne concevons pas que les constructeurs d'automates, par exemple, aient pu autrement calculer leurs mécanismes si compliqués. M. le baron Ch. Dupin et ensuite M. Poncelet, dans leurs Cours de mécanique industrielle, nous ont donné les premiers exemples de ces méthodes si simples de géométrie, qui offrent toute l'exactitude désirable et qui sont bien mieux à la portée des mécaniciens constructeurs.

mêmes dans la course ascendante que dans la course descendante du piston, et que, pour les rendre à peu près égales, il est nécessaire que dans les machines marines, par exemple, où le balancier est en bas, la hauteur de la bande supérieure du tiroir soit plus grande que la hauteur de la bande inférieure. Nous n'avons observé cette différence dans les hauteurs des bandes du tiroir que dans les machines construites par MM. Mandslay et Field; ce qui prouve que ces habiles constructeurs ont un moyen très exact de se rendre compte de toutes les circonstances qui peuvent modifier le jeu de la distribution de vapeur.

Nous devons à M. Fauveau, ingénieur de la marine royale, une méthode très ingénieuse pour décrire la courbe exprimant les relations qui existent entre la course du piston et celle du tiroir des machines à vapeur. Cette méthode est assez simple pour être mise à la portée des monteurs; et les mécaniciens-conducteurs devraient également la connaître pour pouvoir régler avec intelligence le mécanisme de distribution de vapeur, que diverses causes peuvent gravement altérer (5). (Note X.)

Nous avons appliqué la même méthode à une machine à moyenne pression, à détente et sans condensation, dans laquelle la régulation de vapeur était produite par une came en cœur remplaçant le cercle excentrique ordinaire, et comprise entre deux galets ou rouleaux de la tringle de mouvement du tiroir. La courbe de forme particulière que nous avons obtenue nous a donné avec la plus grande exactitude toutes les circonstances de cette régulation, et nous sommes revenus tout aussi exactement du tracé de cette courbe à celui de la came, au moyen de coordonnées polaires déduites des coordonnées orthogonales du premier tracé, en observant, toutefois, que la courbure de la came ne devait pas être limitée aux longueurs des rayons vecteurs qui mesurent les étendues correspondantes de la course du tiroir, mais qu'elle était assujétie à être tangente aux rouleaux de la tringle de mouvement dans toutes leurs positions aux extrémités de ces rayons vecteurs. (Pl. III, Fig. A.)

Nous croyons avoir fait sentir combien l'emploi de la détente de la vapeur et de l'avance du tiroir est nécessaire pour régulariser le jeu des machines

(5) Cette méthode, appliquée pour la première fois (1835) par M. Fauveau à l'appareil du *Sphinx*, a montré (*Cerbère* 1836) les erreurs qui s'étaient glissées à la régulation de la distribution de vapeur dans les machines imitées en France sur celles de ce bâtiment.

à vapeur, en général, et en même temps toute l'importance qu'on doit attacher à obtenir cette économie d'action de la force motrice, dont les conséquences sont du plus haut intérêt, surtout pour les machines marines qui ont à transporter avec elles le combustible, élément de cette force. Il s'agirait maintenant d'examiner quelle est la limite utile qu'on peut assigner à ces deux effets pour une machine marine de dimensions déterminées.

L'emploi de la détente est borné, théoriquement, par la tension que la vapeur, après s'être déjendue, doit conserver pour vaincre le frottement du piston et faire équilibre à la pression existante dans le condenseur. Mais l'état actuel de nos connaissances sur les propriétés physiques de la vapeur dilatée dans un cylindre de machine est insuffisant pour déterminer avec exactitude *a priori* la limite utile de ses effets : il n'y a que l'expérience qui puisse servir de guide à ce sujet.

En comparant les machines à basse pression de même force nominale, et par conséquent de même diamètre de cylindre, provenant des ateliers de divers constructeurs anglais, on voit que la détente de la vapeur et l'avance du tiroir y sont employées à des degrés très différents. MM. Maudslay ou Miller n'introduisent la vapeur dans le cylindre qu'à jusqu'aux $\frac{1}{10}$ environ de la course du piston; ils la laissent se détendre pendant les $\frac{9}{10}$ de cette course, et aux derniers $\frac{9}{10}$ la condensation a lieu. Dans les machines de MM. Fawcett, Murray et Jackson, Ed. Bury, etc., l'introduction de vapeur s'opère pendant les $\frac{1}{10}$ environ de la course du piston, la détente n'est que des $\frac{7}{10}$ de cette course, et l'avance à la condensation a lieu dans les derniers $\frac{1}{10}$ (6). Cependant toutes ces machines, de même force nominale, ont le même diamètre de cylindre; et, montées sur des bâtiments absolument semblables, tels que les paquebots-poste du Levant, avec le même tirant d'eau et dans

(6) Nous citons plus particulièrement ici les machines du bâtiment à vapeur *le Sphinx*, construites en 1830 par M. Fawcett; car celles d'un bâtiment de 80 chevaux montées à Toulon en 1837 nous ont prouvé que M. Fawcett lui-même n'adopte les proportions de distribution de vapeur de MM. Maudslay et Miller. Aussi cet appareil de 80 chevaux ne pèse que 72 tonneaux, tandis que celui du *Sphinx*, de 160 chevaux, pèse 160 tonneaux.

Les appareils du *Papin* et du *Lycurgue*, par MM. Fenton, Murray et Jackson, et du *Mentor*, par M. Ed. Bury, fonctionnent à une détente qui diffère peu de celle de l'appareil du *Sphinx*.

les mêmes circonstances de temps, les premières ont imprimé au navire une vitesse de sillage au moins égale, quelquefois même supérieure. On est en droit d'en conclure que, dans celles-ci la force élastique de la vapeur est employée d'une manière plus utile, et qu'à cette limite, la détente et l'avance à la condensation y procurent un bénéfice sur la production de la force motrice nécessaire, et, par suite, sur le poids de l'appareil évaporatoire et de l'approvisionnement en combustible.

Les divers essais de bâtiments à vapeur qui eurent lieu en l'année 1836, au port de Lorient, donnèrent l'occasion de remarquer plusieurs particularités saillantes dans le jeu des tiroirs, ou, en d'autres termes, dans le mode d'emploi de la vapeur. Ces particularités firent ressortir l'influence que l'usage de la détente de la vapeur pouvait avoir sur la force réelle des machines marines à basse pression; et, les observations auxquelles elles donnèrent cours paraissant d'ailleurs être confirmées par un passage du Traité de Tredgold sur la machine à vapeur, relatif à des expériences faites au moyen de l'indicateur de Watt, on proposa de porter la limite de la détente jusqu'à la moitié de la course du piston et d'obtenir ainsi une consommation de combustible moitié moindre. Nous ne pensons pas qu'un bénéfice aussi considérable puisse être réalisé sur les machines marines actuelles, dont il faudrait d'ailleurs augmenter pour cela le volume, et, par conséquent, le poids du mécanisme. Nous avons lieu de croire que Maudslay est le premier qui ait trouvé la véritable limite de l'utilité de l'emploi de la détente dans les machines à basse pression, et que Miller ou autres n'ont été plus tard que ses imitateurs (7). Ce n'est pas sans beaucoup d'essais que cet habile constr-

(7) Cette supériorité du système de distribution de vapeur adopté par MM. Maudslay et Field sur celui des autres constructeurs de machines marines ressort évidemment d'un passage de la nouvelle édition anglaise, 1838, du Traité de Tredgold, que nous citons textuellement.

• This ship (*Medea*) was launched at Woolwich in september, 1833, and immediately fitted with two engines of 110 horse power each, by MM. Maudslay and Field, who had supplied those to the other four war steamers, and who had succeeded by their adoption of boilers, etc., in producing the best possible effects with the least proportion of fuel then known; the wheels being according to the plan of Mr. Morgan; with the revolving vertically acting paddle, of which a full description is given in another part of this work. (Appendix V, Memoir of her

teur s'est borné à cette limite, qu'il a enfin adoptée, et qu'on reconnaît dans ses appareils d'une fabrication assez ancienne (avant 1830). Si nous sommes bien informé, des expériences ont été suivies pendant près d'un an dans les ateliers de MM. Maudslay et Field, sur des régulations de vapeur à différentes détentees, et l'on s'est arrêté juste à la limite au delà de laquelle la force réelle de la machine pouvait être altérée. On doit distinguer deux genres d'utilité de l'emploi de la détente dans les machines à vapeur en général : d'abord celui de la détente combinée avec l'avance à la condensation ou à l'émission à l'atmosphère, qui permet d'économiser, en tout état de choses, une dépense de force employée sans aucun avantage pour le résultat du travail mécanique, et même d'une manière nuisible, en contribuant à ébranler l'ensemble de l'appareil, et que nous appellerons *utilité relative* au jeu de la machine; ensuite l'*utilité absolue* de la détente qui produit la plus grande économie de force ou de combustible pour un volume et une tension de vapeur déterminés. Les limites de l'un et l'autre de ces deux effets utiles de la détente sont sans doute assez éloignées entre elles dans les machines à pression élevée; mais peut-être sont-elles très près de se confondre pour des machines à basse pression, où la tension de la vapeur dans la chemise du cylindre ou dans la boîte à tiroir de distribution ne dépasse pas 1 atmosphère et $\frac{1}{2}$, d'après les conditions ordinaires. Ici la théorie est encore impuissante; et ces questions, évidemment de la plus grande importance pour l'établissement des machines à pression élevée ou à basse pression, ne peuvent être autrement résolues que par des expériences directes et rigoureuses faites sur des tiroirs d'essai à différentes détentees; avec les concours indispensables de l'*indicateur* de Watt et du *frein* de Prony. (Note X.)

En résumé, voici les conclusions qu'on peut tirer de la discussion des courbes (relevées par nous en 1837) exprimant les relations entre la course du piston et celle du tiroir dans les machines du système Maudslay, comparées aux machines du système Fawcett, modèle *Sphinx*.

Dans les machines de 160 chevaux du paquebot - poste l'*Eurotas* (système Maudslay), l'admission de vapeur n'a lieu que pendant les $\frac{1}{15}$ environ de la

Majesty's steam ship the *Medea*, during a service of nearly four years, by Thomas Ballock, Lieut. R. N., K. T. S., p. 82 et 83.)

Voyez aussi cette supériorité du système de MM. Maudslay et Field confirmée par la moindre consommation de combustible de leurs chaudières, note II; art. 1.

course du piston, moyennement pour la course ascendante et la course descendante. Dans les machines de 160 chevaux du *Sphinx* (système Fawcett), l'admission a lieu pendant les $\frac{1}{12}$ de la course du piston, moyennement aussi pour les courses ascendante et descendante.

La course des machines du *Sphinx* étant de 4 pieds 9 pouces anglais, le nombre de coups de piston par minute est de 22.105 pour une vitesse absolue de 210 pieds. La course des machines de l'*Eurotas* étant de 4 pieds 6 pouces, le nombre de coups par minute est 23.333 pour la même vitesse absolue de 210 pieds.

Le rapport de la dépense de vapeur des machines *Sphinx* sera donc à celle des machines Maudslay :: $22.105 \times 0.9 : 23.333 \times 0.7 :: 19.894 : 16.333$ ou environ :: 20 : 16; et ce rapport serait encore plus favorable pour les dernières machines si ces deux appareils n'avaient pas une légère différence de course de piston, ou si leur nombre de coups par minute était le même. Les machines Maudslay dépenseront donc environ $\frac{1}{5}$ du cinquième de moins de vapeur, et, par conséquent, de combustible, pour produire le même effet utile que les machines *Sphinx*; et les surfaces de chauffe de leurs chaudières pourront être réduites dans le même rapport. (Chap. II, § 8.) De là, moins de poids dans l'appareil évaporatoire, et un chargement en charbon pour une plus longue traversée du navire.

Enfin, réunissant l'avantage des proportions de la carène de l'*Eurotas* ou des paquebots des postes royales (Voyez le 1^{er} tableau, p. 32 et 33) à l'avantage du système de régulation de vapeur dans les machines, et en admettant qu'un bâtiment modèle *Sphinx* dépense 15 tonneaux de charbon par vingt-quatre heures lorsque ses chaudières sont entretenues en bon état, le chemin parcouru en vingt-quatre heures par le *Sphinx* le sera en $\frac{24 \times 9 \text{ nœuds}}{9.2 \text{ nœuds}} = 23.445$ heures par l'*Eurotas*; et la consommation de charbon d'un paquebot des postes armé de machines Maudslay ou Miller sera, pour accomplir ce même chemin, de $15' \times \frac{9}{9.2} \times \frac{4}{5} = 11.739$ tonneaux, au lieu de 15. Ainsi le calcul, d'accord avec les résultats de l'expérience, démontre de la manière la plus évidente qu'il y a eu progrès très sensibles à s'écarter du type *Sphinx* dans la construction des navires et des appareils des paquebots de 160 chevaux de l'administration des postes affectés à la correspondance du Levant, et dont les succès sont principalement dus aux talents et aux heureuses combinaisons de M. l'ingénieur Moissard.

Observations sur l'emploi d'une détente ou expansion variable dans les machines à vapeur.

La force dont une machine à vapeur est capable dépend essentiellement de la puissance productive de son appareil évaporatoire. Les diverses parties qui composent le mécanisme ou le récepteur ne sont que les organes destinés à développer l'action du moteur créé dans la chaudière, et les dimensions de ces organes doivent être nécessairement proportionnées à la quantité de vapeur produite pendant l'unité de temps, à la tension de cette vapeur, à la vitesse avec laquelle elle doit agir, et enfin au mode d'emploi le plus avantageux de sa force élastique, c'est-à-dire aux degrés d'expansion et d'avance qui, avec la quantité de vapeur et la tension données, produisent le plus grand effet utile possible.

De cette corrélation indispensable entre les proportions du mécanisme et de la chaudière il résulte non seulement qu'il y a perte d'action du moteur quand la puissance productive de la chaudière est diminuée, mais que, cette production restant la même, il y a aussi perte d'action si, par suite d'une augmentation dans la résistance à vaincre ou le travail mécanique à exécuter, la vitesse que peut produire le mécanisme ne suffit pas à l'emploi de toute la vapeur produite. C'est ce qui arrive aux machines des bâtiments à vapeur lorsque des circonstances de vent ou de mer viennent à ralentir leur marche, et alors une partie de la vapeur produite se perd sans emploi par les soupapes de sûreté. Si dans ces circonstances on veut, en réduisant l'expansion, profiter du ralentissement de vitesse du piston pour admettre une plus grande quantité de vapeur dans le cylindre, il est évident que l'excès de vapeur introduite pressera le piston sans augmentation d'effet utile, au lieu de se perdre par le tuyau de vapeur *superflue* : car nous supposons que cette expansion a été réglée à la limite utile de son effet *relatif* à l'état normal du mécanisme, d'après les relations de mouvements du tiroir et du piston, et d'après la tension habituelle de la vapeur, ou de manière que concurremment avec l'effet de l'avance à la condensation on évite que le piston arrive à la fin de sa course avec un excès d'impulsion qui se résoudrait en résistances nuisibles contre les pièces de l'appareil et qu'il faudrait détruire pour exécuter la course suivante.

L'expansion variable est employée avec avantage sur les machines à pression élevée appliquées à l'épuisement des mines et aux manufactures, dans le but de réduire la force motrice à la proportion convenable au travail mécanique à exécuter. Dans les machines de Cornouailles, on n'est parvenu à obtenir le plus grand effet utile d'une quantité donnée de combustible qu'en variant et combinant à propos la puissance productive des chaudières divisées en corps indépendants, la tension de la vapeur produite, le degré d'expansion approprié à cette tension, et le repos du piston pour rendre la condensation parfaite, de manière à ne dépenser que la proportion de force motrice strictement nécessaire à la quantité des eaux à épuiser. Dans les machines à vapeur appliquées à l'industrie manufacturière, et particulièrement aux filatures, où il est indispensable de conserver la même vitesse de mouvement quelles que soient les variations accidentelles de la résistance à vaincre, on y parvient en augmentant l'expansion, ou, ce qui revient au même, en réduisant la quantité de vapeur motrice admise dans le cylindre lorsque, le travail diminuant, la vitesse de la machine tend à s'accroître.

Cette variation de puissance et de vitesse des machines à vapeur s'obtient avec toutes facilités sur les machines établies à terre; mais les complications d'appareils qu'elle exige rencontrent de grandes difficultés dans leur appropriation aux machines marines actuelles. Quant à l'application de l'expansion variable sur ces dernières, nous croyons donc qu'elle n'atteindrait pas le but principal, qui est celui d'augmenter la force motrice, puisque dans le plus grand nombre des circonstances de la navigation un appareil à vapeur marin doit pouvoir développer la plus grande force dont il est capable. Elle ne servirait qu'à diminuer cette force, dans le seul cas, dont nous reparlerons plus bas; où l'on chercherait à ménager l'approvisionnement du combustible en réduisant la puissance de l'appareil ou la vitesse du navire pour accomplir une plus longue traversée; et dans ce cas nous verrons qu'on possède un moyen fort simple et tout aussi efficace, car la plus grande difficulté n'est pas de restreindre la consommation de la vapeur produite, mais d'en restreindre sa production dans la chaudière pour arriver à une économie réelle de combustible.

Lorsque des circonstances de vent ou de mer contraires retardent la marche du navire et ralentissent la vitesse de la machine, le meilleur moyen de restituer à l'appareil une partie de la force perdue par ce ralentissement, celui indiqué par le raisonnement d'accord avec l'expérience, c'est d'augmenter la tension de la vapeur de production aussi loin que le permet la solidité de

la chaudière sans compromettre sa sûreté (1). On doit ensuite, si les circonstances qui retardent la marche sont de quelque durée, rechercher l'économie du combustible, en laissant tomber les feux, éteignant quelques foyers ou supprimant un des corps indépendants de la chaudière. Telle est la pratique conseillée par les meilleurs mécaniciens, Field, Miller, Perkins, etc., dont les témoignages ont été recueillis par les commissions d'enquêtes de la chambre des communes d'Angleterre sur la navigation à vapeur; aucun d'eux ne propose de diminuer l'expansion dans les machines marines, et cependant à cette époque MM. Maudslay et Field avaient déjà adopté l'emploi de l'expansion jusqu'à une assez grande limite.

L'appareil du *Vautour*, par M. Gengembre, possédait une expansion variable au moyen de laquelle la vapeur ne pouvait être admise au cylindre que dans l'étendue de 0.50 à 0.25 de la course du piston; cet appareil fonctionnait à deux atmosphères ou à une atmosphère en sus de la pression extérieure. Dans toutes les circonstances de temps on se maintenait à 0.50 d'admission ou au degré d'expansion qui procurait la maximum de force motrice. En conséquence, les proportions d'expansion variable adoptées pour les machi-

(1) Nous proposons (chap. II, § 8, et chap. IV) d'adopter pour les bâtiments à vapeur de la marine royale les chaudières de MM. Maudslay et Field, comme les plus perfectionnées jusqu'à ce jour et comme plus capables que celles des autres fabricants de supporter un accroissement de charge sur les soupapes de sûreté. Le marché passé avec MM. Maudslay pour la fourniture, au port de Toulon, d'une chaudière destinée à alimenter deux machines à vapeur de la force de 90 chevaux chacune, énonce, art. 1^{er}, que « cette chaudière sera de la forme et des dimensions que l'expérience a fait reconnaître comme étant les plus parfaites que l'on ait mises en usage jusqu'à présent; qu'elle sera d'une force suffisante pour supporter une pression de 10 livres par pouce carré ($\frac{2}{3}$ d'atmosphère), et garnie à cet effet des tirants en fer nécessaires, quoiqu'elle ne doive agir habituellement que sous une pression de 4 livres par pouce carré, suivant l'usage adopté en Angleterre ».

En produisant de la vapeur à une tension plus élevée que d'ordinaire, lorsque la vitesse des machines est lente, on économiserait encore de la force si l'on pouvait en même temps augmenter le degré d'expansion proportionnellement à la nouvelle tension de cette vapeur; mais cette faculté entraînerait une complication de mécanisme qui ne serait pas compensée par l'économie résultante de la diminution d'admission de vapeur, à raison du faible accroissement de tension qu'il est permis d'obtenir avec des chaudières à basse pression.

nes du *Fautour*, n'ont produit aucun résultat. Il eût été plus convenable de varier l'admission de vapeur dans les cylindres, de 0.50 à 0.75 : car, dans l'état de ces machines, il était impossible de fonctionner à basse pression, parce que, les tiroirs étant réglés de manière à ne produire ni expansion ni avancée, les condenseurs s'échauffaient rapidement au point de rendre la condensation presque nulle. Dans un des bateaux construits à La Seyne, près Toulon, pour la navigation du Rhône et de la Saône (Note VII*, art. 1), M. Miller a employé un moyen assez simple d'augmenter l'expansion au delà de celle qui est produite par les tiroirs ordinaires, en poussant en même temps la tension de la vapeur de la chaudière jusqu'à deux atmosphères ou à une atmosphère en sus de la pression extérieure. Dès les premiers essais, il a été constaté qu'on consommait ainsi plus de charbon sans augmenter la vitesse du navire. L'appareil a été remis dans les conditions des machines à basse pression, et il ne restera plus à ce bateau que l'inconvénient d'avoir des chaudières de forme circulaire.

Ces deux exemples ne sont pas favorables à l'emploi de l'expansion variable, et, à défaut d'expériences directes, tendent à prouver qu'on chercherait vainement à en obtenir quelque avantage sur les machines actuelles des bâtiments à vapeur. Cependant des mécaniciens d'un mérite distingué ont proposé l'usage de l'expansion variable dans les machines marines à basse pression. N'ont-ils voulu par là que justifier quelque privilège de patente ? C'est ce qui nous semblerait résulter de la description des *soupapes glissantes* brevetées en faveur de M. Seaward, que ce constructeur a appliquées aux machines des bâtiments à vapeur *la Mégère*, *le Rubis*, *la Gorgone*, etc. Nous lisons à l'explication des planches des machines de *la Mégère*, page 380, nouvelle édition anglaise de l'ouvrage de Tredgold : « La vapeur est ainsi forcée » d'agir expansivement, à telle étendue que les circonstances variables du » temps à la mer peuvent le suggérer, ce dont les avantages sont démontrés » dans les art. 422, 451 et autres, de cet ouvrage. » Nous avons examiné attentivement ces articles, et nous n'y avons trouvé aucun indice des avantages annoncés par M. Seaward, du moins pour les machines à basse pression (2).

(2) « Art. 372. La question la plus importante consiste à déterminer à quel point » de la longueur de la course du piston la vapeur doit être interceptée afin d'obtenir » d'une quantité donnée de vapeur le plus grand effet utile possible : car alors une

Nous avons fait observer qu'il y avait un seul cas où l'augmentation de l'expansion dans le but de diminuer la force motrice pourrait être de quelque utilité : c'est lorsque les circonstances de temps et la longueur de la traversée font trouver de l'avantage à réduire cette force ou la vitesse du bâtiment pour ménager l'approvisionnement du combustible. (Note I^{re}, art. 5.) Mais, dans ce cas, la réduction de la puissance de la machine s'opère avec toute facilité par la manœuvre des modérateurs ou registres d'admission de la vapeur, par la diminution des feux de la chaudière, et par l'abaissement de la tension de cette vapeur, sans avoir besoin de recourir au mécanisme particulier d'une expansion variable. (Voyez notre avant-projet d'appareil de 450 chevaux, et la note de M. le capitaine Labrousse.)

§ 7. DU MEILLEUR SYSTÈME DE CONSTRUCTION A ADOPTER POUR LES MACHINES A VAPEUR MARINES.

Les machines du type *Sphinx*, adopté depuis 1830 par la marine française, sont plus pesantes et consomment plus de combustible que celles de même force nominale construites actuellement par MM. Maudslay et Field, ou par MM. Miller et Ravenhill. Cela tient principalement, comme nous venons de l'exposer, à un mode plus avantageux de distribution de vapeur employé dans ces dernières. En appliquant cette amélioration à la construction de nos machines, il en résulterait une diminution notable sur la consommation de combustible et sur le poids de l'appareil évaporatoire. L'adoption en même temps des chaudières de MM. Maudslay et Field, qui sont les plus par-

-
- quantité donnée de combustible produit le *maximum* d'effet. — L'art. 422 a pour but d'établir le rapport des consommations de combustible entre les machines agissant avec ou sans expansion. — Art. 451 (Tiroirs de Seaward). Les tiroirs de
 - condensation et de vapeur, étant entièrement distincts l'un de l'autre, quoique mis
 - en mouvement par un seul excentrique et un seul mécanisme, peuvent être réglés
 - de manière à faire agir la vapeur par expansion pendant une portion quelconque
 - de la course du piston, ce qui est important *lorsqu'on fait usage de la vapeur à*
 - *haute pression.* • (Ouvrage de Tredgold, nouvelle édition anglaise, 1848.)

faites que nous connaissions, en serait la conséquence toute naturelle.

Il serait possible aussi d'obtenir plus de légèreté dans l'appareil moteur, sans renoncer à la solidité que présentent nos appareils en usage. Les machines pourraient être posées sur des carlingues plus élevées; il s'ensuivrait une réduction dans la hauteur des bâtis, qui seraient moins sujets aux frémissements ou aux trépidations qu'on remarque souvent dans les charpentes légères ou trop élancées, et les poids de ces bâtis et de leurs accessoires se trouveraient également réduits. Les bâtis des machines Maudslay, qui sont à la fois un modèle de légèreté et de grâce, ne manquent pas non plus de solidité, à raison sans doute de leur peu d'élévation, comme on peut s'en convaincre en observant la grande différence de hauteur qui existe entre les carlingues des machines et celles des chaudières.

D'autres améliorations pourraient être apportées à diverses parties du mécanisme, telles que l'articulation à *menottes* de la grande bielle avec le bouton des manivelles, qui n'exige pas, comme celle en usage sur nos appareils du type *Sphinx*, les opérations aussi fréquentes du nivellement des arbres de couche; l'articulation de cette grande bielle avec sa traverse, récemment adoptée par MM. Maudslay, et au moyen de laquelle les pièces de communication de mouvement sont moins exposées à être faussées ou cassées par suite du dérangement ou de la rupture de l'une d'elles; la forme des tiroirs et de leurs boîtes, leur mode de garnitures, dont on trouve d'excellents modèles dans quelques machines de construction anglaise; enfin plusieurs petits détails, qui ne sont pas à négliger parce qu'ils concourent ensemble à faciliter le travail des appareils et à leur conserver long-temps toutes leurs qualités premières, mais dont l'importance est bien appréciée lorsqu'on examine l'état d'entretien de ces mécanismes après quelques années de service.

§ 8. DU MEILLEUR SYSTÈME DE CHAUDIÈRES A VAPEUR MARINES.

Les chaudières adoptées par les constructeurs de machines marines à basse pression sont généralement de forme rectangulaire ou à tombeau (1), et ne

(1) Les chaudières de forme circulaire et à cylindres concentriques, à l'imitation

diffèrent entre elles que par quelques détails de dispositions intérieures qui en rendent le service et l'entretien plus ou moins faciles. Leur puissance de production est nécessairement proportionnée à la quantité de vapeur que la machine doit consommer pour développer sa force motrice. Cette puissance évaporatoire de la chaudière dépend principalement de l'étendue des surfaces exposées à l'action de la chaleur. En comparant entre elles les surfaces de chauffe des chaudières, on doit faire une grande différence entre celles soumises à l'action immédiate et rayonnante du feu, et celles qui reçoivent la chaleur de la flamme et de la fumée dans leur passage des foyers à la cheminée (2). L'excès de température que doivent avoir les produits de la combustion pour transmettre la chaleur au liquide environnant limite la longueur des conduits qui reçoivent ces produits, et dont les courbes, trop multipliées, nuiraient en même temps au tirage ou exigeraient un surcroît d'élévation de la cheminée.

Les chaudières *Sphinx* construites par M. Fawcett sont celles qui par leur puissance évaporatoire conviennent le mieux à ce type de machines. Mais en introduisant dans les appareils marins le système de régulation de vapeur employée par MM. Mandslay et Field, on doit aussi adopter les proportions de leurs chaudières dont la puissance correspond à cette régulation,

de celles des bateaux des États-Unis, ont joui quelque temps d'une assez grande faveur, mais les nombreux inconvénients de leur application au service de la mer en ont bientôt déterminé l'abandon. Nous avons dit, page 40, que *la plus grande difficulté* pour l'application de la haute pression aux machines navales *réside dans l'appareil évaporatoire*. Aussi plusieurs savants et mécaniciens, au nombre desquels se distinguent M. le baron Séguier en première ligne et ensuite M. Frimot, se sont livrés à des expériences suivies et à des études sérieuses sur la construction de cet appareil. Leurs recherches ont été utilisées par M. Beslay dans la conception de sa chaudière, que nous avons déjà citée, note (3), page 43, et dont l'essai est ordonné sur un des bâtiments à vapeur de la marine royale.

(2) Il résulte d'une expérience faite par M. Robert Stephenson que pour les chaudières des locomotives des chemins de fer ces deux effets sont entre eux dans le rapport de 3 à 1 (*Traité des machines locomotives*, par M. G. de Pambour, 1^{re} édition, p. 41). Plus tard, M. de Pambour a annoncé que l'effet évaporatoire est à peu près égal dans les surfaces des foyers et dans les surfaces des tubes conducteurs de flamme, celle-ci étant entraînée par le fort tirage de la cheminée lorsque la locomotive est en action.

et qui possèdent en outre d'autres avantages : par leur mode de construction elles présentent plus de facilités pour l'entretien ou le nettoyage, et par la solidité de leurs liaisons elles permettent de faire usage de la vapeur à une tension plus élevée que d'ordinaire. Cette faculté peut être très précieuse pour augmenter la force de la machine lorsqu'elle est diminuée par la résistance de la mer ou du vent contraire, c'est-à-dire au moment où elle serait le plus nécessaire. (Chap. I, § 5, page 13.) La marche du navire étant retardée par cette résistance occasionnelle, les pistons battent un nombre moindre de coups, et une partie de la vapeur produite se perd sans emploi par les soupapes de sûreté : car, dans ce cas, la consommation de charbon reste à peu près la même, à moins qu'on ne parvienne, mais assez difficilement, à quelque économie en ralentissant les feux ou éteignant des fourneaux. (Note I^{re}, Tableau n° IV, art. 1.) Diminuer, en pareille circonstance, l'expansion de la vapeur dans les cylindres pour augmenter la force du moteur serait un moyen qui offrirait des difficultés dans la pratique, et n'aurait d'ailleurs aucun résultat utile, puisqu'au degré où la détente est employée dans les meilleures machines à basse pression, elle produit le même effet ou travail mécanique que la vapeur à la tension de son admission. (Chap. II, § 6.) Il serait plus avantageux, et en même temps d'une pratique plus facile, de pouvoir, à volonté, augmenter la tension de production de cette vapeur en chargeant convenablement les soupapes de sûreté de la chaudière. Nous proposerons donc de régler le poids intérieur des soupapes de sûreté à raison de 7 $\frac{1}{2}$ livres anglaises par ponce carré, au lieu de 4 livres, ou à $\frac{1}{2}$ atmosphère en sus de la pression extérieure. Un contrepoids serait placé sur le levier extérieur qui fait mouvoir la soupape, afin qu'elle pût se lever d'elle-même à 4 livres dans les cas ordinaires, et dans les autres, à la pression de 4 à 7 $\frac{1}{2}$ livres par ponce carré (3).

-
- (3) - Il serait aussi nécessaire que les bâtiments eussent un supplément de force au delà de ce qu'exige leur plus grande vitesse. Ce surcroît de puissance serait seulement employé dans le cas de vent et mer contraires, et leur procurerait alors les moyens de se tenir encore *gouvernants*. Les machines à haute pression pourraient être employées, mais elles consomment une trop grande quantité de charbon. Prenez des machines à condensation un peu plus fortes, et que le capitaine ait la faculté de charger la soupape selon le besoin. Dans les cas ordinaires, il la chargera d'une livre par ponce, par exemple ; si le vent ou la mer augmentent, averti

Les chaudières Maudslay sont partagées en deux corps principaux pouvant fournir de la vapeur aux machines, indépendamment l'un de l'autre. On fait rarement usage de cette faculté, si ce n'est dans les cas d'avaries graves survenues aux fourneaux ou à l'une des deux machines. Cependant, dans les grandes traversées, si, le vent ou la mer contraires régnant pendant une assez longue durée, les machines ne pouvaient atteindre que la moitié de leur vitesse normale, la consommation de charbon pourrait être aussi réduite de moitié en n'employant qu'une des deux chaudières, et cette économie de combustible serait obtenue plus fréquemment si l'appareil évaporatoire était composé d'un plus grand nombre de parties. Les chaudières marines ainsi divisées en corps indépendants offrent en outre des facilités plus grandes pour leur montage ou leur placement à bord des bâtiments; elles ont encore l'avantage de pouvoir être nettoyées par parties dans les longues traversées, sans interrompre le sillage du navire. La même disposition pourrait être donnée aux chaudières du système Fawcett ou autres. D'un autre côté, les doubles cloisons qui isolent les compartiments de ces appareils en augmentent le

• par le mécanicien que la machine n'a plus la force nécessaire pour s'opposer à la
 • résistance, il la chargera d'un nouveau poids, sans dépasser le point reconnu ca-
 • pable de compromettre la sûreté du bâtiment. La soupape n'étant ainsi surchargée
 • qu'en raison du besoin, le mécanicien ne devra pousser les feux que suivant la
 • charge de la soupape; conséquemment on ne dépensera jamais que la vapeur indis-
 • pensable, et l'on ne consommera que le combustible nécessaire. • (*Enquête de la
 Chambre des Communes d'Angleterre sur la navigation par la vapeur, année
 1831. Témoignage de M. Arthur H. Holdsworth, membre de la Commission, n°
 1277.*)

• Si le bâtiment est entraîné vers la côte et qu'il ait besoin d'une plus grande force,
 • il pourra augmenter la tension de la vapeur sans danger. La méthode de produire
 • promptement de la vapeur, en Amérique, consiste à jeter de la résine au lieu de
 • charbon. — J'ai fait moi-même cette expérience. • (*Même Enquête. Témoignage
 de M. Jacob Perkins, n° 1760 et 1761*). Les journaux anglais nous ont appris que le
Great-Western, qui fait les voyages d'Angleterre aux Etats-Unis, se charge d'un
 approvisionnement de résine, et qu'il fait par conséquent usage de cette méthode.

• Pour les bateaux de rivières, il n'est pas nécessaire d'avoir à sa disposition un
 • surcroît de puissance; mais pour les bateaux allant à la mer cela peut être néces-
 • saire dans un coup de vent. • (*Même Enquête. Témoignage de M. Joseph Miller,
 ingénieur-constructeur de machines, n° 2161.*)

poids et sont plus exposées à ce que des fuites s'y déclarent, à cause de l'oxydation rapide dans un endroit qui reçoit l'humidité provenant des infiltrations du pont ou de la condensation de la vapeur perdue, et où les réparations sur place sont très difficiles; inconvénients qui n'ont pas lieu lorsque ces compartiments ne forment qu'un seul corps. Ainsi l'utilité de cette disposition doit être achetée par un surcroît de soins de la part des mécaniciens chargés de veiller à l'entretien en bon état des chaudières.

Nous n'abandonnerons pas ce sujet sans y ajouter quelques réflexions sur les funestes accidents auxquels sont exposés les appareils évaporatoires, et sur les mesures de sûreté proposées pour les éviter; question du plus haut intérêt pour l'humanité, aujourd'hui que les machines à vapeur sont universellement répandues par leur application à tous les genres d'industrie. Nous renverrons pour plus de détails à l'extrait (note VI) du rapport d'une commission dont nous faisons partie, nommée au port de Toulon en septembre 1838, pour examiner le projet d'ordonnance sur les bateaux à vapeur préparé par la direction générale des ponts et chaussées et des mines.

Il résulte des recherches auxquelles se sont livrés les savants et les mécaniciens des temps modernes, MM. Arago, Dulong, Perkins, Marestier, le baron Séguier, etc., que tous les appareils de sûreté inventés jusqu'à présent sont insuffisants pour prévenir les explosions des chaudières à vapeur, et peuvent même, dans quelques cas, favoriser ces événements désastreux. Le seul préservatif, mais le plus certain, est dans l'instruction et la surveillance continuelle des mécaniciens préposés à la conduite des machines et des chaudières, et il serait bien plus dangereux encore d'inspirer à ces agents une fausse sécurité. Que les règlements, que les ordonnances, soient donc dirigés vers cette seule garantie. N'est-ce pas en effet trop présumer de la puissance de l'esprit humain, et vouloir renouveler le miracle de Prométhée, que d'exiger que la machine à vapeur, dont notre célèbre Bélidor a comparé les fonctions à celles d'un être animé, ait encore l'intelligence ou l'instinct de sa propre conservation (4)?

(4) « Voilà la plus merveilleuse de toutes les machines; le mécanisme ressemble à celui des animaux. La chaleur est le principe de son mouvement; il se fait dans ses différents tuyaux une circulation, comme celle du sang dans les veines, ayant des valves qui s'ouvrent et se ferment à propos; elle se nourrit, s'évacue elle-même dans des temps réglés, et tire de son travail tout ce qu'il lui faut pour subsister. » (Bélidor, *Architecture hydraulique*.)

Nous avons dit que la puissance évaporatoire des chaudières est mesurée principalement par l'étendue de leurs surfaces de chauffe; mais elle dépend aussi de la masse du liquide soumis à l'évaporation, et du volume des capacités qui doivent premièrement recevoir la vapeur en réserve, pour la livrer ensuite sans interruption, en quantité suffisante, à la consommation des machines. Pour peu qu'on s'écarte des proportions que la pratique a indiquées, on s'expose à tomber dans les erreurs les plus graves. (Voyez note XI, art. 1.)

Nous avons dressé le tableau suivant comme seul propre à fournir une échelle exacte de toutes ces proportions pour les chaudières marines, comparativement à celles adoptées par les plus habiles fabricants (5).

(5) Une erreur, un oubli dans le calcul de ces proportions, peut déterminer les accidents les plus funestes. Que serait-il arrivé, par exemple, à la chaudière du *La-voisier* (note XI, art. 1), si ce navire avait été d'une construction plus légère ou avait offert moins de résistance au sillage pour permettre à l'appareil moteur de prendre sa vitesse de régime et de développer sa puissance? Un mécanicien imprévoyant aurait peut-être baissé le niveau de l'eau pour éviter les inconvénients provenant de l'insuffisance des réservoirs de vapeur. Car c'est souvent ainsi, et pour remédier au défaut de puissance évaporatoire des chaudières, que les fabricants ou leurs agents ont déterminé les explosions de ces appareils sur des bateaux en essai qui ne pouvaient réaliser la vitesse promise. Si nous sommes bien informé, c'est à un vice de construction qu'il faut attribuer l'explosion qui eut lieu l'an dernier sur un des bateaux destinés à la navigation de la Saône et du Rhône : les communications entre les bouilleurs cylindriques de la chaudière de ce bateau n'étaient pas assez nombreuses ou convenablement disposées pour permettre à la vapeur de se rendre librement dans le réservoir supérieur, et il devait se former dans les cylindres inférieurs exposés à la flamme ce qu'on nomme des *chambres de vapeur*. — De même que les êtres animés, les machines à vapeur bien constituées, dont les organes sont dans de justes rapports, n'éprouvent point ces destructions subites et imprévues. Découvrir les proportions exactes ou les véritables règles de construction des chaudières à vapeur serait rendre un des plus grands services à l'humanité : c'est donc vers ce but que doivent tendre tous les efforts.

Name of the Person	Age	Sex	Rank	Grade	Pay	Remarks
John Smith	25	Male	Private	First	\$12.00	Enlisted 10/1/1917
James Brown	30	Male	Private	First	\$12.00	Enlisted 10/1/1917
Robert Johnson	28	Male	Private	First	\$12.00	Enlisted 10/1/1917

Summary of the above list: Total number of personnel listed is 3. All are Private First Class, enlisted on 10/1/1917. The pay for each is \$12.00 per month.

Force de la chaudière en chevaux-vapeur.	15.	30.	450.
Nom du bâtiment auquel appartient la chaudière.	Saint-Pierre.	Lianone.	Transatlantiques.
Système de construction ou nom du fabricant.	Maudslay.	Maudslay.	Usine d'Arras.
DIMENSIONS PRINCIPALES EN DÉHORS DES TOLES.			
Longueur totale de la chaudière de l'avant à l'arrière. m.	2.740	3.168	12.000'
Largeur totale (largeur moyennes de celles échancrées à la partie des foyers). id.	2.080	4.000	7.800
Hauteur totale au milieu, pour compris le coffre à vapeur. id.	1.600	2.150	3.900
Longueur totale des coffres. id.	1.350	1.300	2.800
Largeur totale des coffres. id.	1.600	1.480	1.400
Largeur de chaque coffre. id.	0.500	0.263	1.400
Hauteur de chaque coffre. id.	0.400	0.735	16
Nombre total des foyers de la chaudière.	8	8	8
Nombre de compart. de chaudi. ayant chacun un seul conduit de chaleur à la cheminée.	8	8	8
Nombre de corps de chaudières indépendants pour la production de vapeur.	8	8	36
Force en chevaux-vapeur de chaque compart. de chaudi. à un seul conduit de chaleur.	0	35	16
Nombre de foyers correspondant à chaque chaudi.	1	1	1
RÉSULTATS DES CALCULS.			
	sur toute la chaudière.	sur toute la chaudière.	sur toute la chaudière.
Volume des rendriers ou de la partie des fourneaux au dessous des grilles. m.c.	0.457	0.0908	0.05082
Volume des foyers ou de la partie des fourneaux au dessus des grilles. id.	0.522	0.04750	0.06180
Volume des conduits de chaleur immergés, à compter du fond des foyers. id.	3.181	0.30348	0.11297
Volume du conduit de cheminée coupé entre le niveau de l'eau et le dôme de la chaudi. id.	0.070	0.178	0.10015
Volume de l'eau soumise à l'évaporation. id.	0.538	0.01150	0.17044
Volume occupé par la vap., y compris les coffres, et déduction faite du conduit de chaudi. id.	2.140	0.17853	0.58047
Volume total de la chaudière. id.	8.914	0.74283	0.61204
Surface des foyers exposée directement au feu (dessus et côtés réunis). m.q.	3.221	0.30461	0.25497
Surf. du cond. direct. immergés, à partir du fond des foy. (fond, dessus et côtés réunis). id.	17.100	0.62500	0.83208
Surface totale de chauffe. id.	20.321	1.00560	1.08705
Surface totale des grilles recevant le combustible. id.	1.708	0.09400	0.05405
Vide des grilles en fonction du passage de l'air mécanique à la combustion. id.	0.032	0.02865	0.01578
Hauteur du conduit de cheminée entre le niveau de l'eau et le dôme de la chaudière. m.	0.400	0.260	0.260
Hauteur de la cheminée au dessus du dôme, non compris le couronne. id.	3.000	0.130	0.130
Diamètre de la cheminée. id.	0.400	0.400	0.400
Aire de la section de la cheminée. m.q.	0.160	0.01588	0.00002
	sur un compart. de chaudière.	sur un compart. de chaudière.	sur un compart. de chaudière.
Longueur du conduit de chaleur immergé, à compter du milieu des foyers. m.	4.718	10.883	11.340
Nombre de coudes à angle droit formés dans cette longueur jusqu'à la cheminée.	3	8	8
Aire de la section transversale à l'entrée des rendriers correspondant au même conduit. m.q.	0.541	0.504	0.413
Aire de la section transversale au fond des rendriers correspondant au même conduit. id.	0.290	0.390	0.31077
Aire de la section transversale au milieu des rendriers correspondant au même conduit. id.	0.383	0.20316	0.01970
Aire des grilles des foyers correspondant au même conduit de chaleur. id.	0.504	0.08400	0.05404
Aire de la section transversale à l'entrée des foyers corresp. au même conduit de chaudi. id.	0.510	0.211	0.267
Aire de la section transversale au fond des foyers corresp. au même conduit de chaleur. id.	0.344	0.610	0.61004
Aire de la section transversale au milieu des foyers corresp. au même conduit de chaudi. id.	0.2715	0.04223	0.00000
Aire de la section transversale du conduit de chaleur faite à 3 mètres du fond des foyers id.	0.361	0.04550	0.01588
Diamètre de l'ouverture de chacune des deux (quatre pour les 450) soupapes de sûreté. m.	0.073	0.150	0.0544
Aire de cette ouverture. m.q.	0.0041	0.0175	0.0041

OBSERVATIONS. — Toutes les chaudières Maudslay, à l'exception de celle du *Rapide*, sont dirigées en deux corps pour fournir indépendamment de la vapeur aux machines.

Dans les chiffres relatifs aux surfaces de chauffe des chaudières, nous avons distingué les surfaces des foyers de celles du conduit de chaleur, les premières ne comprenant que les parties des fourneaux situées au dessus des grilles et exposées à l'action immédiate du feu. Il y aurait encore une distinction assez importante à établir entre les surfaces des conduits de chaleur qui sont dans le volume des foyers et frappés par le flamme, et les surfaces qui ne reçoivent que la chaleur transmise par la fumée. Les parties supérieures des parois

des conduits reçoivent aussi plus de chaleur que celles qui sont dans le volume des foyers et frappées par le flamme. Les parties supérieures des parois des conduits reçoivent aussi plus de chaleur que celles qui sont dans le volume des foyers et frappées par le flamme.

Les chaudières de 30 chevaux de force d'après les plans insérés dans le nouveau plan sont tracés sur une plus petite échelle que les chaudières de 450 et 300 chevaux. Les chaudières de 450 et 300 chevaux sont tracées sur une plus petite échelle que les chaudières de 30 chevaux.

Observations sur le tableau comparatif des calculs sur les chaudières marines à basse pression.

Nous avons réuni dans le tableau précédent les chaudières de 12 à 180 chevaux dont nous avons les plans, et qui appartiennent au même système de machines. Nous y avons joint les chaudières de 160, modèle Fawcett et modèle Miller, afin de les comparer à la chaudière de même force, modèle Maudslay.

Les porportions et les résultats des calculs des chaudières Maudslay, quoique construites par le même fabricant, ne suivent pas une échelle progressive très régulière. On voit par exemple que, le volume des chaudières ainsi que leur surface de chauffe ou leur puissance évaporatoire par unité de cheval devant varier en raison inverse de leur force nominale, la chaudière de 120 chevaux présente dans ce sens une anomalie : aussi cette chaudière, qui appartient au bâtiment à vapeur le *Castor*, a toujours été reconnue comme produisant de la vapeur en excès pour la consommation de la machine. La chaudière de 50 du *Liamone*, bateau-poste de la Corse, et celle de 80 du *Rapide*, dont les conduits de chaleur, disposés transversalement dans un arrière-corps, ont un grand nombre de coudes, sont plus difficiles à entretenir, et ont proportionnellement moins de tirage, et conséquemment leurs cheminées sont plus élevées ; les dispositions de la chaudière du *Rapide* surtout, qui a été copiée ou, pour mieux dire, doublée pour les appareils de 160 du *Fulton*, du *Météore*, etc., construits à l'usine d'Arras, nous paraissent très défectueuses, et ce n'est pas un modèle à imiter. Les chaudières plus modernes de 160 et de 180, par MM. Maudslay et Field, ont leurs conduits beaucoup mieux disposés pour le tirage, et elles ont reçu de ces constructeurs plusieurs perfectionnements qui en rendent l'entretien et le nettoyage extrêmement faciles.

En comparant la chaudière de 160 Fawcett à celle de 160 Maudslay, on peut remarquer que leurs volumes ou leurs poids, ainsi que leurs surfaces de chauffe ou leurs facultés productives, sont assez exactement dans le même rapport que les dépenses de vapeur qu'exigent les deux systèmes de machines pour lesquelles elles sont construites, c'est-à-dire que ces volumes et ces surfaces sont à peu près dans le rapport de 5 à 4. (Chap. II, § 6, page 69.)

La chaudière Miller de 160 chevaux est en trois compartiments à conduit

de chaleur, au lieu de deux comme dans les chaudières de 160 Maudslay et Fawcett; mais les trois compartiments n'ont qu'un seul réservoir commun de vapeur comme dans la chaudière Fawcett. Elle a proportionnellement plus de surface de chauffe que la chaudière Maudslay de même force, quoique les machines qu'elle alimente de vapeur n'en consomment pas plus que les machines Maudslay. Elle possède donc une supériorité de puissance productive (1) qui peut expliquer la facilité qu'on a d'y multiplier les extractions d'eau chargée de sels sans craindre de faire trop baisser la tension de la vapeur, et le succès qu'un mécanicien anglais y a obtenu en employant ce procédé pour diminuer les dépôts calcaires. Malgré cet avantage (qui est évidemment compensé par un surcroît de dépense de combustible, et qu'on obtient avec plus d'économie et de certitude au moyen du procédé de l'argile), la chaudière Maudslay, qui en a plusieurs autres fort importants et qui est plus légère, mérite la préférence.

En résumé, la puissance évaporatoire des chaudières doit toujours être proportionnée à la consommation des machines qu'elles alimentent. Ainsi, tant qu'on ne changera pas le système de régulation de vapeur des machines modèle *Sphinx*, les chaudières Fawcett seront les mieux appropriées à ce système de machines. Il est évident aussi que les chaudières de 180 chevaux Maudslay seraient encore insuffisantes pour les machines *Sphinx*, puisque la puissance de ces chaudières est à la puissance de celles de 160 Maudslay comme 9 est à 8, tandis que la puissance de ces dernières est à la puissance des chaudières de 160 Fawcett comme 8 est à 10. Les chaudières de 160 Fawcett auraient donc assez de puissance productive pour suffire à des machines de 200 chevaux dont la distribution de vapeur serait réglée suivant le système Maudslay.

En proposant d'adopter pour modèle les chaudières à vapeur marines construites par MM. Maudslay et Field, nous devons observer toutefois qu'on leur reproche assez généralement le défaut de n'avoir pas une capacité suffisante pour tenir en réserve la vapeur produite. Ce manque de capacité est un obstacle à la libre production et à l'émission continue de la quantité de vapeur nécessaire pour la consommation des machines, et il en résulte aussi que ;

(1) A une époque toute récente, M. Miller lui-même nous a assuré qu'ayant reconnu cet excès de puissance de ses chaudières relativement aux machines, il en avait réduit les dimensions.

par le peu d'élevation du dôme au dessus du liquide en ébullition, l'eau est souvent entraînée avec la vapeur dans les cylindres; inconvénients qui se sont manifestés d'une manière très grave à bord d'un de nos bâtiments à vapeur, le *Lavoisier*, et qui n'ont pu être attribués qu'à ce défaut de proportion du volume de vapeur de sa chaudière. (Note XI, art. 1). Les mêmes inconvénients, quoique à un bien plus faible degré, ont été observés sur les chaudières de 160 Maudslay placées à bord des paquebots-poste le *Scamandre* et l'*Eurotas*. On voit en effet, d'après le tableau précédent, que le volume de vapeur de la chaudière de 160 Maudslay n'est que de 15^m.924 ou de 0^m.09952 par force de cheval. Ce volume est bien inférieur à celui de la chaudière *Sphinx* qui, réduit d'un cinquième ou dans le rapport des consommations de vapeur des machines *Sphinx* aux machines Maudslay, serait encore de 22^m.529 pour 160 chevaux ou 0^m.14081 par cheval. C'est à cette dernière proportion qu'il convient d'amener le volume de vapeur de la chaudière de 160 Maudslay. Nous le porterons donc à 22^m.5 ou 0^m.140625 par cheval, comparativement à la chaudière *Sphinx*; et pour cela il suffira d'augmenter de 20 centimètres la hauteur de la partie comprise entre le niveau de l'eau et le dôme de la chaudière, sans toucher aux autres dimensions; c'est-à-dire que la hauteur totale de la chaudière de 160 Maudslay sera de 2^m.88, au lieu de 2^m.68.

Les distributions intérieures des chaudières étant réglées entre elles suivant les proportions que l'expérience a démontrées les plus avantageuses, il est évident, d'après la théorie, confirmée par les résultats de la pratique; que les consommations de combustible et par conséquent les surfaces de chauffe par cheval suivront une progression décroissante en raison inverse des puissances nominales de ces chaudières. Si l'on avait une suite d'expériences exactes déterminant les consommations de charbon des chaudières de différente force, construites sur le même système, il serait facile d'en conclure une échelle des surfaces de chauffe, ainsi que des autres parties des chaudières, proportionnellement à leur puissance nominale.

D'après le mémoire de M. le lieutenant Baldock, la consommation de combustible des machines de 220 chevaux de la *Medea* a été évaluée à 8 livres anglaises par cheval et par heure, avec du charbon ordinaire, et à 7 livres avec du charbon de première qualité. Nous la supposons moyennement de 7 $\frac{1}{2}$ livres = 3.40 kilogrammes. La consommation des machines de 320 chevaux du *Sirius* est de 3.25 kilogrammes, et celle des machines de 450 chevaux du *Great-Western* 2.82 kilogrammes par cheval et par heure. (Note II,

art. 1.) Nous porterons à 5 kilogrammes par cheval et par heure la consommation des machines de 50 chevaux. Opérant sur ces quatre bases, nous établirons, par interpolation, la série suivante :

Force de la chaudière.	Chevaux.	50	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	450	500
Consommation de charbon par cheval et par heure.	Kilogram.	5,000	4,500	4,400	4,340	4,180	4,030	3,870	3,710	3,550	3,400	3,260	3,180	3,090	3,000	2,910	2,830	2,760	2,680	2,590	2,490	2,400

En prenant pour modèle la chaudière de 160 Maudslay, dont la surface de chauffe est en totalité de 148^{m²}, ou de 0^{m²}.925 par cheval, et observant que les surfaces de chauffe par cheval doivent être proportionnelles aux consommations de combustible, nous aurons

Force de la chaudière.	Chevaux.	50	80	90	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	450	500
Consommation de charbon par cheval et par heure.	Kilogram.	5,000	4,500	4,400	4,340	4,180	4,030	3,870	3,710	3,550	3,400	3,260	3,180	3,090	3,000	2,910	2,830	2,760	2,680	2,590	2,490	2,400
Surface de chauffe par cheval.	Mét. carr.	1,900	1,090	1,060	1,040	1,000	0,965	0,925	0,890	0,850	0,815	0,780	0,765	0,740	0,715	0,690	0,675	0,660	0,645	0,620	0,595	0,570
Surface totale de chauffe.	M².	60,0	86,4	95,4	104,0	120,0	135,1	148,0	160,8	170,0	179,3	190,8	200,0	209,0	218,0	226,8	235,4	244,0	252,6	261,0	270,0	279,0

NOTA. Il est essentiel d'observer que les consommations de charbon, calculées d'après celles des chaudières de 50, 220, 320 et 450 chevaux, correspondent à des machines dont la distribution de vapeur est réglée suivant le système Maudslay ou Miller, c'est-à-dire de manière à interrompre l'introduction de la vapeur dans les cylindres aux $\frac{2}{3}$ de la course des pistons, et que, si la vapeur était admise pendant les $\frac{1}{3}$, comme dans les machines *Sphinx*, il faudrait augmenter proportionnellement ces consommations, et par suite les surfaces de chauffe.

Les volumes occupés par l'eau soumise à l'évaporation suivront le rapport des surfaces de chauffe, puisque les bouilleurs ou lames d'eau qui enveloppent les conduits de chaleur doivent avoir pour épaisseur constante celle que l'expérience a fait reconnaître la plus propice à la transmission de la chaleur dans la masse liquide.

Les volumes des cendriers, foyers et conduits de chaleur, suivront le même rapport que les volumes occupés par l'eau.

Les volumes occupés par la vapeur en réserve, y compris les coffres, seront proportionnels aux forces nominales des chaudières ou aux quantités de

vapeur consommées par les machines; c'est-à-dire que l'unité de volume des réservoirs de vapeur ou le volume de vapeur par cheval sera constant et égal à 0^m.140625 que nous avons proposé d'adopter pour les chaudières des machines du système Maudslay..

On doit se rapprocher autant que possible des rapports que nous venons d'indiquer entre les volumes des différentes capacités des chaudières et leurs surfaces de chauffe; néanmoins il faut observer que leur ensemble ou leurs dimensions principales dépendent aussi de la forme et des dimensions des navires pour lesquels ces chaudières sont construites.

§ 9. DE LA PARTIE DE L'APPAREIL DESTINÉE A AGIR CONTRE LA RÉSISTANCE QUE L'EAU OPPOSE A LA MARCHÉ DU NAVIRE, OU DES ROUES A AUBES.

De tous les moyens proposés pour transmettre l'action du moteur à la résistance qu'éprouve la marche du navire, aucun jusqu'à ce jour n'a été reconnu préférable à celui des roues à aubes. Nous nous dispenserons d'entrer dans les détails des divers moyens de ce genre qui ont été essayés sans succès, tant en Amérique qu'en Angleterre et en France. L'avantage incontestable des roues à aubes consiste évidemment dans la nature de leur mouvement rotatoire, qui régularise leur impulsion : la condition principale de toute application mécanique est la régularité, tant de la part du moteur que de celle du travail à exécuter; et, lorsque le genre d'application ne comporte pas lui-même cette qualité indispensable, on est forcé de la lui procurer à l'aide de volants. Sous le rapport de la régularité d'action, les roues à aubes ne le cèdent qu'au *propelleur* à vis d'Archimède; elles réunissent aussi au plus haut degré les avantages de solidité et de durée que doit avoir ce mécanisme, exposé aux efforts violents de la mer.

Il nous semble qu'on s'est beaucoup exagéré l'inconvénient de la saillie des roues à aubes ou de leurs tambours sur les flancs des navires à vapeur armés pour la guerre. Il serait avantageux sans doute de pouvoir mettre ce mécanisme à l'abri du boulet. Mais si l'on parvient à préserver des coups de l'ennemi les machines et les chaudières (ce qui aura lieu dans les grands bâtiments, dont les dimensions permettront de loger l'appareil au dessous de la

flottaison), la plus grande difficulté sera vaincue : car quelques rayons rompus par les boulets n'empêcheront pas souvent de faire usage des deux roues ou au moins d'une, et ces avaries ne seront d'ailleurs ni plus dangereuses ni plus difficiles à réparer que celles auxquelles sont exposés la mâture et le gréement, seul moyen de locomotion des bâtiments à voiles, dont les bâtiments à vapeur peuvent également disposer.

On se rend facilement raison des désavantages que présenteraient les roues à aubes placées dans l'intérieur des navires.

Un moyen de transmission de l'action du moteur, essayé depuis long-temps, a été proposé de nouveau par M. Janvier, officier de la marine royale, mais avec des perfectionnements importants et un présage de succès inspiré, à juste titre, par les connaissances spéciales de cet officier et la pratique éclairée qu'il a acquise à la mer. On sait qu'en mécanique, et pour la mer surtout, les expériences sur un petit modèle n'ont rien de décisif et ne peuvent donner tout au plus qu'une présomption favorable pour l'application en grand. On recule alors devant la dépense en pure perte qu'occasionne trop souvent la réalisation d'une application dont le succès est incertain. La confiance accordée au mécanisme de M. Janvier (dont on trouve la description dans la deuxième édition de son *Manuel du mécanicien de bâtiments à vapeur*), avait déterminé le ministre de la marine à en autoriser l'essai sur un bâtiment à vapeur de la force de 40 chevaux (1). Il s'agissait de vérifier si le but principal recherché par l'inventeur, celui de mettre cette partie de l'appareil moteur complètement à l'abri, comportait avec lui non seulement l'égalité d'effet utile, mais les avantages de régularité d'action, de solidité, de facilité des réparations, dont sont éminemment pourvues les roues à aubes. Il faut observer en outre que l'application du mécanisme proposé aurait exigé des modifications dans la structure des machines et compliqué leurs dispositions, qui doivent indispensablement se prêter avec facilité à toutes les opérations

(1) • Une seule invention de ce genre semble devoir être plus heureuse, c'est celle des pales articulées de M. Janvier, lieutenant de vaisseau ; mais malheureusement il ne les a pas encore soumises à une épreuve sur une grande échelle, qui pourrait seule être décisive, et qu'il est autorisé à faire à Cherbourg sur un bâtiment de 40 chevaux. • (*Rapport sur le matériel de la marine*, par M. le baron Tupinier. 1838, p. 68.) Cet officier renonça depuis à l'essai de son mécanisme sur les bâtiments de mer, et se borna à le proposer pour les rivières et canaux.

manuelles pour les conduire. Quels qu'eussent été les résultats de cet essai, ils auraient attesté du moins les louables efforts de la marine française pour obtenir des perfectionnements dans une branche aussi importante de son service, et qui est destinée à devenir un jour le plus grand élément de sa force.

Dans ces dernières années on a cherché à substituer la vis d'Archimède aux roues à aubes comme moyen de propulsion des bâtiments à vapeur. Les résultats des applications que ce propulseur a reçues en Angleterre et aux Etats-Unis ont engagé la compagnie du *Great-Western* à l'adopter pour le bâtiment en fer de mille chevaux le *Mammoth*, qu'elle fait construire. La France ne pouvait rester étrangère à des essais dont les succès auraient la plus grande influence sur l'avenir de notre marine à vapeur, surtout si l'on parvenait en même temps à pouvoir faire usage d'appareils légers et peu volumineux, à haute pression, pour nos vaisseaux de guerre. Un des paquebots-poste de la ligne entre Marseille et la Corse doit recevoir un propulseur à vis du système du capitaine Smith; ce système et celui du capitaine Ericson seront essayés comparativement à bord d'un des navires à vapeur de la marine royale, sur la proposition de M. Labrousse, lieutenant de vaisseau, qui a reçu la mission d'aller en Angleterre examiner l'état des progrès du nouveau propulseur substitué aux roues à aubes, et le choix du ministre de la marine ne pouvait porter sur un officier d'un mérite plus distingué et plus capable que M. Labrousse de remplir cette mission spéciale. Les deux propulseurs essayés en Angleterre sont construits d'après les principes du propulseur à vis qui fut proposé en 1823 par un Français, le capitaine du génie Delisle, dans un rapport adressé au ministre de la marine; proposition à laquelle il ne fut pas donné suite. Le propulseur Ericson, breveté en 1836, est absolument semblable au propulseur Delisle; l'un et l'autre ayant deux vis, placées de chaque côté de l'étambot à l'arrière du navire, et composées de six segments d'hélice formant ensemble un tour entier sur un cercle concentrique à l'axe de la vis et fixé à quatre branches ou rayons partant de cet axe. Le propulseur Smith n'a qu'une seule vis, logée dans une ouverture du massif de bois de l'arrière entre la quille et l'étambot, et composée de deux segments d'hélice (nombre auquel on paraît s'être arrêté après plusieurs épreuves) formant un tour entier et reposant sur l'arbre de la vis, qui par conséquent est entièrement pleine. Ce serait ici une discussion prématurée que celle des avantages et des inconvénients de la vis comparée aux roues à aubes; les résultats des essais qui ont eu lieu jusqu'à ce jour en Angleterre ont été d'ailleurs parfai-

tement analysés et appréciés par M. Labrousse. Dans sa nouveauté, l'emploi pratique de ce mode de propulsion présentait des obstacles tels qu'il était à craindre de le voir abandonné, comme on a fait de tant d'autres. M. Labrousse s'est particulièrement attaché à faire disparaître ces obstacles; et, quoique quatre ou cinq années d'expériences n'aient pas beaucoup avancé la question, envisagée sous ce rapport elle n'en mérite pas moins d'être encore sérieusement étudiée, à cause de son extrême importance. (Note XII, art. 3.)

§ 10. DES ROUES À AUBES ORDINAIRES ET DES ROUES À AUBES AGISSANT VERTICALEMENT DANS L'EAU. (Voyez Note I^{re}, art. 1 et 2.)

Les roues à aubes ordinaires, garnies à leur circonférence d'un certain nombre de bordages en bois appelés pales ou aubes, sont fixées invariablement à un axe ou arbre qui leur communique le mouvement de rotation imprimé par la machine. Ces aubes sont maintenues par des boulons à crochet et à écrou, qui les lient aux rayons des roues de la manière la plus solide; et leur disposition est telle que leur surface impulsive est dirigée vers le centre des roues ou en diverge généralement très peu. Il en résulte que chaque aube n'agit dans la direction la plus avantageuse pour faire marcher le navire qu'un point le plus bas de sa révolution; si ce n'est pas là qu'est précisément son maximum d'effort, c'est du moins à cette position qu'elle utilise la totalité de son action dans la direction de la résistance à vaincre. Dans les autres positions, une partie de l'effort imprimé à l'aube est dépensée à presser l'eau en avant de la verticale ou à la soulever à l'arrière. Il est évident que plus la roue sera plongée dans l'eau, plus chaque aube perdra de son action en entrant et en sortant. Si la roue était immergée jusqu'à son axe, l'effet de l'aube à son entrée dans l'eau ou à sa sortie serait nul pour faire avancer le navire, et enfin il s'opposerait à la marche si la roue avait une immersion encore plus considérable. Il faudrait donc, pour que la roue à aubes ordinaires pût toujours agir de la manière la plus avantageuse, que son immersion ne fût ni moindre ni plus grande que l'enfoncement que doit avoir l'aube la plus basse lorsque le bâtiment est droit et au tirant d'eau convenable. Mais on conçoit qu'il est impossible, dans bien des circonstances, que

les roues puissent se maintenir à cette position; souvent, par l'effet des roullis, une des roues sera plongée jusqu'à l'axe, tandis que l'autre sera entièrement hors de l'eau; le tirant d'eau du bâtiment variera aussi en raison du chargement ou de l'approvisionnement en combustible, et les roues pourront être trop immergées, surtout au commencement d'un long voyage.

On a cherché à remédier à ces défauts des aubes ordinaires en leur substituant d'autres aubes pouvant se mouvoir en même temps que la roue exécute sa révolution, et de manière à garder à peu près la position verticale lorsqu'elles agissent dans l'eau. De tous les mécanismes imaginés pour atteindre ce but, le seul qui ait été adopté avec succès est la roue à aubes mobiles et à mouvement excentrique, construite en France par M. Cavé (1) et en Angleterre par M. William Morgan. Ces deux genres de construction, basés sur le même mode d'action des aubes, ne diffèrent entre eux que par quelques détails dont les avantages nous paraissent être en faveur du dernier. Les aubes mobiles, entrant presque verticalement dans l'eau, ne produisent point les secousses que l'action oblique des aubes ordinaires fait éprouver au bâtiment et à la machine.

Les roues à aubes mobiles construites par M. Cavé occupent sur l'arbre de couche le même emplacement que les roues à aubes ordinaires. Le mouvement des aubes leur est donné au moyen d'un cercle excentrique à l'arbre des roues placé contre la muraille du navire, et sur lequel tourne un collier portant les bras qui vont s'articuler aux manivelles des aubes fixées à l'extrémité intérieure de leurs essieux, ces essieux se mouvant dans des coussinets portés par les rayons ordinaires près des limbes polygonaux des roues. Un des bras, de dimension plus forte, est fixé d'une manière invariable avec le collier d'excentrique, et commande ou dirige le mouvement des autres bras, qui sont à articulation libre sur ce collier. C'est de ce bras *directeur* ou bras *fixe* que dépendent les longueurs des autres bras, lesquelles devraient être calculées de manière à ce que toutes les aubes pussent prendre successivement les

(1) La première application des roues à aubes mobiles et à mouvement excentrique a été faite en 1827 par M. Cavé sur le bateau en fer *la Seine*. En Angleterre, premièrement M. Seaward, et en dernier lieu d'autres fabricants, ont adopté le système français de M. Cavé, dans le but de se soustraire au privilège de patente de M. Morgan, comme peut le faire supposer le procès qui fut intenté par ce dernier à M. Seaward.

mêmes positions que celles de l'aube mue par le bras directeur pendant une révolution de la roue; c'est-à-dire qu'il faudrait que les bras, distribués à égale distance sur la circonférence du collier, et dont les directions s'écartent plus ou moins du centre de l'excentrique, fussent constamment terminés à la circonférence décrite de ce centre, et à laquelle les extrémités des manivelles des aubes viendraient aboutir dans toutes leurs positions. En effet, dans les positions que chaque aube prendrait pendant une révolution complète de la roue, les bras affecteraient les mêmes variations de vitesse angulaire par rapport au mouvement régulier des polygones portant les essieux des aubes. Il s'ensuivrait que la distance du bout de chaque bras au centre de l'excentrique devrait rester constante, et qu'ainsi les bras articulés ne sauraient tous avoir une longueur égale à celle du bras directeur passant par le centre, à moins qu'ils pussent tourner comme lui sur le même axe commun de rotation, de la même manière que les lames d'un éventail, ce qui rencontrerait des difficultés dans la pratique. Il est évident que, dans la construction actuelle, moins les articulations des bras s'écarteront du centre ou plus le diamètre du collier d'excentrique sera petit, moins il y aura de différences entre les positions de l'aube du bras directeur et les positions que prendront les aubes des bras articulés. C'est ce qui constitue un des principaux avantages de construction de la roue Morgan sur la roue Cavé : dans celle-ci, le cercle excentrique qui doit être pénétré par l'arbre des roues est nécessairement fort grand; tandis que dans la roue Morgan, le disque, tournant sur l'axe fixe d'excentricité et portant les articulations des bras des aubes mobiles, peut être réduit à un très petit diamètre, de manière à rendre les différences des positions de ces aubes presque insensibles. On peut même, pour l'une ou l'autre roue, déterminer géométriquement les longueurs des bras articulés, d'après la condition que chaque aube passe au moins rigoureusement par la position verticale qu'affecte l'aube directrice dans le milieu de sa course impulsive. Ce tracé géométrique est fort simple; mais il paraît qu'on ne s'y est pas assujéti dans la construction de la roue Cavé, où les bras des aubes sont tous de longueur égale.

Le genre de construction des roues Morgan diffère principalement de celui des roues Cavé en ce que dans le premier l'arbre qui ne porte que le moyeu intérieur de chaque roue est interrompu près de la muraille du navire. Les manivelles des aubes les saisissent au milieu de leur longueur, et les bras sont articulés avec un disque tournant sur l'extrémité d'une coudée fixe solidement tenue aux élongs extérieurs des tambours à l'endroit même où le

prolongement de l'arbre viendrait aboutir ; cette coudée porte un collet à sa base, autour duquel tourne le moyeu extérieur de la roue. Le moyeu intérieur fixé à l'arbre communique seul à toutes les parties du mécanisme de la roue le mouvement de rotation imprimé par la machine. Il résulte, ce nous semble, de ces dispositions ou de cette espèce de *joint universel*, que les frottements y sont moins considérables que dans la roue Cavé : car celle-ci, par exemple, ne peut manquer de faire éprouver solidairement à toutes ses parties ceux provenant de la réaction des aubes sur le bout extérieur de l'arbre des roues, réaction inévitable, d'autant plus sensible que la vitesse de sillage est grande, et dont on ne parvient bien à détruire l'effet nuisible sur les machines que par une autre espèce de joint universel, l'articulation à *menottes* de la grande bielle. La hauteur des aubes mobiles n'étant point limitée comme celle des aubes ordinaires, on en a profité dans la roue Morgan pour rendre les aubes presque carrées, en diminuant leur longueur et par suite la saillie des tambours, ce qui remédie au défaut de solidité ou plutôt de rigidité (si ce n'est pas, au contraire, un avantage) qu'on pourrait attribuer à l'interruption de l'arbre de couche ; comme aussi la réduction de la saillie des roues doit évidemment diminuer la résistance au vent contraire, et présenter moins d'obstacles à la marche à la voile (2).

(2) Les roues à aubes du système Morgan ont pris une extension considérable en Angleterre sur les bâtiments à vapeur de l'armateur, la *Confiance*, le *Flamer*, la *Columbia*, le *Spitfire*, le *Lightning*, la *Medea* (220 ch.), le *Tartarus*, le *Blazer*, etc. Il résulte d'un grand nombre d'expériences faites dans ce pays que ces roues ont eu une supériorité bien marquée sur les roues à aubes ordinaires, principalement par de mauvais temps ou de grandes immersions, et que leur solidité a résisté aux épreuves les plus fortes.

- Un des commandants dans ces expériences, le lieutenant Belson, dit que l'avantage obtenu par la *Confiance*, après qu'on eut employé ce genre de roues, était proportionnellement plus considérable dans une mer agitée que dans une mer calme ; que l'action des roues n'était point suspendue par l'effet des lames, puisque
- les variations dans la marche de la machine n'allaient pas au delà d'une ou de deux révolutions par minute. La marche du bâtiment n'était jamais arrêtée, et il n'éprouvait pas d'accroissement sensible de vibrations aux supports des roues à aubes dans une tempête. Un autre capitaine rapporte que la *Confiance* étant comparée
- à un autre bâtiment de forme semblable et de même force, le *Caron*, ayant des roues ordinaires, la *Confiance* a fait en 54 heures une traversée qui a duré 84

Si les roues excentriques ou à aubes mobiles ont par leur mode d'impulsion des avantages certains sur les roues à aubes ordinaires, il faut convenir aussi qu'elles leur sont inférieures sous le rapport de la solidité et de la durée. Leur mécanisme, quelque simple qu'il soit, donne nécessairement lieu à plus de soins et à de plus fréquentes réparations. Ainsi nous croyons que ce système devrait être particulièrement adopté par les bâtiments à vapeur de la marine militaire, naviguant tantôt à la vapeur, tantôt à la voile, à la suite des escadres, et ayant des moments de repos qui leur permettraient d'entretenir ces mécanismes; alors les avantages l'emporteraient sur les inconvénients. Mais, pour les paquebots assujettis à un service régulier, et qui perdraient leur temps à marcher isolément à la voile dans le but d'économiser le charbon, les roues à aubes ordinaires sont préférables aux roues à aubes mobiles, qui n'ont une supériorité bien sensible que dans les grandes immersions provenant des variations d'un fort approvisionnement en combustible.

Le plus grand perfectionnement à introduire dans la navigation par la vapeur appliquée à la marine militaire est de pouvoir à volonté faire usage de ce moteur, ou le suspendre pour lui substituer celui des voiles, sans que ces deux modes de navigation se nuisent entre eux lorsqu'on emploie l'un ou l'autre isolément.

L'action des voiles n'est qu'un moyen secondaire pour les paquebots, dont la première condition est la promptitude de la traversée; dans ce cas, la mi-

- heures pour le *Caron*. Indépendamment de la grande économie de combustible
- (10 bushels par heure ou environ 40 pour 100 sur la totalité de la consommation)
- ou du temps économisé pour parcourir la même distance, d'autres avantages ont
- été obtenus par la modification en question. D'après la comparaison des lochs des
- deux bâtiments il paraît que la *Confiance* a gagné par son changement de sy-
- stème de roues un accroissement de vitesse de 2 nœuds sur 7, dans une mer calme,
- et de $2\frac{1}{2}$ nœuds sur 8 ou à $\frac{1}{2}$, par un gros temps; que l'action des aubes n'ébran-
- lait la machine ni ne retardait sa vitesse, en grosse mer; qu'en tournant, leur
- action contribuait à tenir le bâtiment droit; et que la charge et l'effort, aussi bien
- contre le bâtiment que contre la machine, étaient considérablement réduits. Relati-
- vement à la durée de ce genre de roues, le capitaine du *Flamer* dit qu'en janvier
- 1834, pendant six semaines du temps le plus affreux, il s'éprouvé qu'elles agissaient
- remarquablement bien, sans même qu'une seule aube se fût dérangée. (*De la*
- Machine à vapeur*, par le docteur Lardner. 1836. Page 299.)

ture doit être restreinte à ce qui est absolument nécessaire pour favoriser l'action du moteur principal, celui de la vapeur, et pour échapper aux dangers qui pourraient survenir si ce moteur était paralysé. Mais il n'en est point ainsi pour les bâtiments à vapeur destinés à la guerre. Ils n'atteindront parfaitement leur but que lorsqu'ils pourront se servir des voiles avec les mêmes avantages que les bâtiments qui ne possèdent que ce seul moyen de navigation ; et pour cela, il faut qu'en suspendant à volonté l'action de la vapeur, le mécanisme qui transmet cette action ne puisse nuire à la marche imprimée uniquement par la force du vent (3).

Le moyen de marcher isolément à la voile, employé le plus généralement sur nos bâtiments à vapeur, mais dont la pratique rencontre de grandes difficultés dans les mauvais temps, est celui d'enlever quelques aubes pour n'avoir à opposer que les carcasses fixes des roues au sillage du navire mû par l'action des voiles. Afin d'obtenir plus de promptitude dans le démontage ou le remontage des aubes, et en même temps plus de sécurité contre les dangers que présente cette opération lorsque la mer agite violemment le navire, on a imaginé de modifier la construction des roues ordinaires ; mais presque toutes les propositions de ce genre ont échoué, parce qu'on n'obtient de l'amovibilité dans les pièces qui composent les roues qu'aux dépens de la solidité, qui leur est pardessus tout nécessaire. Il faut donc s'écarter le moins possible du mode de fixation ordinaire des aubes, qui relient puissamment entre eux les limbes des roues et les empêchent d'ébranler par leurs saccades le calage des moyeux avec l'arbre de couche. Le meilleur procédé, parmi tous ceux qu'on a essayés jusqu'à présent, nous paraît être celui de M. Aubert, chef-conducteur de l'atelier de machinerie du port de Toulon : ce procédé n'exige aucun changement ni aucun travail additionnel à la structure des roues ordi-

(3) Des essais fort coûteux, et malheureusement sans aucun résultat pour la marine, ont eu lieu récemment dans le but de résoudre le problème inverse, celui d'amener rapidement les vergues et les parties hautes du grément pour diminuer la résistance qu'elles opposeraient à la marche par l'action isolée de la vapeur. Mais est-ce bien là que gît la difficulté ? Ne voit-on pas tous les jours, sur les plus grands navires à voiles, exécuter assez promptement cette manœuvre par les moyens ordinaires ? Quelque solides qu'on cherche à rendre les vergues articulées en deux ou trois parties, elles seront beaucoup plus lourdes et ne résisteront jamais autant que celles d'une seule pièce, et les treuils ou appareils pour les manœuvrer encombreront inutilement les ponts et les murailles du navire.

naïres. Les aubes sont divisées en trois pièces longitudinales ou dans le sens de leur hauteur, chanfreinées sur leurs bords pour les rendre plus légères ou plus maniables (4); chacune de ces pièces est tenue aux rayons ordinaires par autant de crochets, fixés invariablement sur les aubes et engagés à frottement sur les rayons; leur mouvement pour les placer ou les déplacer est dirigé perpendiculairement à l'axe du navire par deux boulons rivés aux rayons extrêmes, et est arrêté au boulon du rayon le plus rapproché de la façade intérieure du tambour par une clavette fendue traversant ce boulon, qui pénètre lui-même dans l'œil du crochet correspondant. Ce système conserve à la roue toute sa solidité, et au démontage ou au remontage des aubes une sécurité suffisante, puisque dans les mauvais temps l'opération peut être faite de l'intérieur du navire, par un panneau pratiqué exprès à la façade des tambours. Des expériences ont fait présumer qu'il faudrait moins de 7 minutes pour enlever à la fois 7 jeux d'aubes de chaque bord, ou pour les remettre en place.

Un autre moyen de marcher à la voile sans le secours de la vapeur, que plusieurs marins et mécaniciens regardent comme plus avantageux que le précédent, consiste à désunir les machines des roues, afin que celles-ci puissent obéir librement au sillage du navire et n'aient d'autre résistance à vaincre que celle due au frottement des collets de l'arbre de couche; mais il est rarement mis en pratique sur nos bâtiments à vapeur, dont les appareils sont disposés de manière à ne pouvoir en faire usage qu'en démontant les articulations des grandes bielles avec les boutons des manivelles. Cette opération est très hasardeuse, parce que dans un des événements inopinés qui arrivent fréquemment à la mer, et où l'on n'aurait de salut qu'en opposant promptement la puissance de la vapeur à celle du vent, il ne serait pas toujours possible de remonter les articulations des bielles pour réunir les machines aux roues. C'est cependant le seul moyen que puissent employer les bâtiments à vapeur qui, comme la *Medea*, ont des roues du système Morgan, pour lequel il ne faut pas songer au démontage des aubes. Il nous semble que ce système de roues se prêterait sans difficulté à l'établissement d'un manchon ordinaire

(4) Cette division en trois pièces de chacune des aubes donne en même temps le précieux avantage de pouvoir varier le diamètre des roues suivant le degré d'immersion du navire. Il suffit pour cela de placer la pièce inférieure au dessus de la pièce supérieure lorsque le navire est chargé, et réciproquement. (Note I, art. 4.)

embrayant avec le moyen unique qui tourne avec l'arbre et même la roue, lequel manchon se manœuvrerait à l'aide d'un levier placé à la façade intérieure du tambour. Un manchon de même genre est, dit-on, employé depuis long-temps sur les bateaux à vapeur du Canada, mais avec des conditions moins favorables pour la solidité des machines et la conservation du parallélisme de leurs mouvements, puisque, ces bateaux étant mus par des roues ordinaires, cela nécessite l'interruption de l'arbre dans l'intérieur du navire, et l'adjonction de paliers supplémentaires. L'application de ce manchon aux roues du système Morgan nous paraît si rationnelle et en même temps si peu coûteuse, que nous n'hésitons pas à en proposer l'essai. L'incertitude du résultat ne pourrait loi, dans aucun cas, compromettre la sûreté du bâtiment, puisqu'on aurait toujours la possibilité de fixer invariablement à l'arbre le moyen conducteur de la roue par une cheville préparée d'avance, afin de paralyser l'embrayage si celui-ci n'atteignait pas le but proposé ou s'il n'offrait pas toute la solidité nécessaire. (Pl. III, Fig. D.)

Le mécanisme d'embrayage imaginé par M. Janvier, officier de la marine royale, et qui est actuellement en essai sur le bâtiment à vapeur *le Styx*, à l'avantage de pouvoir s'appliquer à toute espèce de roues à aubes. Il se compose d'un disque en fonte remplaçant la manivelle de l'arbre des roues, lequel est embrassé par un fort collier de fer forgé en forme d'étrier recevant l'extrémité du bouton de la manivelle de l'arbre intermédiaire, et dont le frottement sur le disque s'opère au moyen d'un serrage à clavette comme dans le frein dynamométrique de Prony. Sur *le Styx*, les premières expériences de marche à la voile avec les roues détachées des machines n'ont pas été très favorables; les roues ne tournaient que lorsque le sillage imprimé par la force du vent était de 2 à 2 $\frac{1}{2}$ nœuds; au dessous de cette vitesse, les roues s'arrêtaient et réduisaient considérablement le sillage. Le moyen de marcher à la voile en rendant les roues libres et indépendantes des machines aurait évidemment plus de succès sur les roues du genre de celles de *la Medea*. Ces roues sont beaucoup plus légères que les roues ordinaires; elles n'ont à peu près que la moitié de la saillie de celles-ci sur les flancs du navire; et, par la même raison que toute leur puissance impulsive est utilisée dans le sens du sillage imprimé par la force de la vapeur, elles doivent aussi obéir beaucoup plus facilement à la réaction du sillage imprimé par la force du vent. C'est sur les roues de ce genre qu'un frein, un manchon ou tout autre mécanisme d'embrayage, aurait le plus d'efficacité. La vitesse de *la Medea*, ayant les roues libres, avec vent fort, mer unie, et 6 quarts au plus près, était de 8 $\frac{1}{4}$

nœuds; et, avec vent fort de l'arrière et 9-quarts large, elle était de 11 $\frac{1}{2}$ nœuds. Avec des vents légers ce bâtiment perdait beaucoup de sa vitesse, et ses roues ne tournaient pas. (Appendice de la 2^{me} édition anglaise de l'ouvrage de Tredgold, page 80.) On voit aussi, d'après le mémoire de M. le lieutenant Baldock, qu'on était parvenu à bord de cette frégate à vapeur, armée de machines Maudslay, à délier les bielles, pour rendre les roues libres, dans l'espace de 5 minutes. Il ne faudrait pas plus de temps à bord du *Rhadamanthus*, armé de machines absolument semblables; mais, comme ce bâtiment a des roues ordinaires, on n'y emploie pas le même moyen que la *Medea* pour marcher à la voile, et l'on préfère enlever les aubes, quoiqu'elles soient tenues aux rayons par des crochets de forme habituelle. Pour un bâtiment où l'on adopterait les roues de la *Medea* (système Morgan), un manchon tel que nous le proposons serait d'une manœuvre aussi prompte et aussi sûre que celle du frein de M. Janvier; il n'aurait aucune influence sur le jeu des machines, dont il serait entièrement indépendant, et n'aurait pas l'inconvénient, comme celui-ci, d'exercer un frottement assez grand sur le disque que ce frein embrasse lorsque la roue tourne sans la machine. Au moyen de ce manchon, la roue seule détachée de l'arbre serait rendue libre ou *folle* et tournerait sur des essieux fixes.

Chapitre 3.

NAVIRES A VAPEUR MARINS.

§ 1. DES PROPORTIONS ET DE LA FORME DE LA CARÈNE DES NAVIRES A VAPEUR MARINS.

Les expériences faites à diverses époques, soit en France, soit en Angleterre, sur la résistance qu'éprouvent les corps qui se meuvent dans un fluide, ont jeté peu de clarté sur la théorie de la forme la plus avantageuse que doit avoir la carène des navires. Elles ont cependant fourni des principes généraux et des données approximatives, au moyen desquels on peut discuter les résultats de la pratique. Ces expériences ont eu lieu, en général, dans une eau tranquille, sur des modèles ou des bateaux de petite dimension; et, pour en appliquer les conséquences au mouvement des navires exposés aux agitations de la mer, il faudrait tenir compte d'importantes modifications qu'il a été impossible jusqu'à présent de soumettre à un calcul rigoureux. Ce n'est donc que par des comparaisons nombreuses, par de judicieuses recherches ou de prudents essais, qu'on peut parvenir graduellement à déterminer la forme et les proportions d'une carène de navire la plus favorable à la marche (1). La

(1) • L'appareil que nous avons employé, etc.... D'après cela, nous avons dû renoncer à opérer sur de petits modèles pour trouver le rapport de la résistance à l'obliquité; en attendant qu'on le détermine par des expériences faites en appliquant notre appareil en un grand nombre de points des surfaces courbes des grands navires, nous adopterons pour les bateaux à vapeur la forme donnée par M. Normand. Jusqu'à présent il n'y a pas en Europe de carène qui coupe aussi légèrement l'eau que celles de l'habile constructeur établi à Rouen. • (*Mémoire sur les bateaux à vapeur*, par M. Galy-Cazalat. 1837, p. 179 et 180). Nous sommes loin de contester le mérite de ce constructeur; aussi nous croyons qu'en ce

forme de la carène varie généralement très peu dans les bâtiments de même espèce parvenus au degré de perfectionnement résultant d'une longue pratique.

Les phénomènes intéressants qui ont été nouvellement observés dans la marche des *bateaux-rapides* peuvent mettre sur la voie de quelques améliorations à la forme des bateaux naviguant sur les rivières ou les canaux ; mais les effets de l'*onde solitaire* ou de la vague élevée vers la proue d'un bateau se mouvant dans un lit étroit et bas sont nuis dans une eau profonde et agitée. Ainsi aucune modification, en conséquence de ces nouvelles expériences, ne nous paraît devoir être apportée à la loi générale du carré des vitesses, qui affecte la résistance qu'un navire éprouve à la mer.

Les proportions et la forme de la carène des bâtiments à voiles et celles des bâtiments à aubes ou à rames doivent satisfaire à des conditions différentes. Les bâtiments de cette seconde espèce n'étant point assujettis aussi fréquemment que les premiers à des virements de bord ou à des évolutions selon la direction de la force motrice relativement à la marche, le rapport de leur longueur à leur largeur peut être plus grand que dans ceux-ci. Il en résulte qu'avec le même déplacement d'eau ou lo même chargement du navire la surface plongée du maître-couple est moins grande, et que, par suite, la résistance directe opposée à l'action du moteur se trouve diminuée. Le rapport de la longueur à la largeur a été successivement accru pour les bâtiments à vapeur, jusqu'à se rapprocher de celui des anciennes galères ; mais ceux construits dans ces proportions nous paraissent peu propres à la grande navigation. Une carène très fine à ses extrémités et d'une longueur excessive résiste faiblement aux chocs des lames et aux mouvements de tangage. Les navires longs et étroits ont peu de stabilité ; ils roulent beaucoup, fatiguent les machines et diminuent l'action des aubes.

qui concerne les bateaux à vapeur il a sagement profité de la pratique plus avancée de ses voisins de l'autre côté du détroit ; et nous n'en persistons pas moins dans l'opinion que les expériences sur la résistance des fluides faites dans une eau tranquille n'auront que de faibles lumières à apporter à la théorie du navire se mouvant dans une mer profonde et agitée, et soumis à tant de conditions diverses et contradictoires les unes par rapport aux autres. Le meilleur constructeur d'Angleterre paraît être M. John Wood, de Port-Glasgow, et ses constructions se distinguent moins par les formes des carènes que par la légèreté unie à la solidité dans l'œuvre de la charpente.

Les bâtiments à vapeur de guerre ou ceux destinés à de longues traversées doivent pouvoir faire usage de la force du vent dans les circonstances où la machine éprouve quelque dérangement qui suspend l'action de la vapeur, ou lorsqu'ils n'ont pas un approvisionnement suffisant de combustible pour atteindre le terme de leur voyage; et pour employer avec quelque succès ce moyen de locomotion, quoique secondaire, il ne faut pas que leurs proportions s'écartent beaucoup trop de celles des bâtiments à voiles. Le rapport de la longueur à la largeur mesurées à la flottaison est de $3 \frac{1}{2}$ à $3 \frac{3}{4}$ pour les vaisseaux et frégates à voiles; il est de 6 à 7 pour les galères; et, pour les bâtiments à vapeur marins, nous croyons que ce rapport peut varier de 5 à 6, mais qu'on ne doit guère dépasser cette dernière limite. (Chap. I^{er}, § 9, I^{er} Tableau, p. 32 et 33.)

Nous considérons aussi comme une exagération, pour les bâtiments à vapeur marins surtout, l'excédant du déplacement de la partie arrière de la carène du navire sur celui de la partie avant, et la situation du centre de figure de toute la carène en arrière de la verticale passant par le milieu de la flottaison, ainsi que cela a lieu pour le paquebot *le Phocéen* (I^{er} Tableau, p. 32 et 33) et pour plusieurs paquebots anglais parmi lesquels on cite même des transatlantiques. C'est une déviation beaucoup trop grande des règles admises en architecture navale d'après les résultats les moins contestés des expériences sur la résistance des fluides. D'ailleurs, il faut que les bâtiments à vapeur marins participent des qualités des bâtiments à voiles, et il est bien évident que dans ceux-ci la carène doit être plus renflée de l'avant que de l'arrière pour résister à l'effort d'inclinaison du vent sur les voiles; et que le centre de figure de cette carène ne peut pas se trouver en arrière du milieu, contrairement au centre vélique ou de l'effort des voiles, qui est situé en avant. Nous citerons *la Medea* comme ayant à cet égard les proportions les plus convenables aux bâtiments à vapeur marins.

Les extrémités de la carène ou de l'œuvre-vive doivent, pour mieux diviser le fluide et diminuer la résistance directe, être aussi fines que le comporte le poids du navire, de ses machines et de son chargement; mais les extrémités de l'œuvre-morte doivent s'élargir en montant vers les hauts : à l'avant, pour rejeter les coups de mer et résister aux inclinaisons du tangage; à l'arrière, pour l'étendue et la commodité des logements.

§ 2. DU SYSTÈME DE CONSTRUCTION DES NAVIRES A VAPEUR.

La charpente des navires à vapeur doit être aussi légère que possible, sans nuire cependant à la solidité qui lui est indispensable. Une cause principale d'erreur dans la construction de ces bâtiments est la difficulté qu'on éprouve à déterminer d'avance avec assez d'exactitude le poids de la coque du navire, erreur de prévision qui a fait que la plupart de nos premiers bateaux à vapeur n'ont pas réalisé toutes les qualités qu'on devait en attendre. Dans cette appréciation, le résultat le plus approché de la vérité est celui qu'on obtient par la comparaison établie avec d'autres bâtiments de même espèce dont les poids sont connus. Les poids de l'appareil, de l'approvisionnement en combustible et du chargement, sont ensuite assez rigoureusement déterminés pour que, d'après la totalité de ces poids, on puisse fixer le tirant d'eau du navire et la hauteur de l'axe des roues à aubes la plus convenable au développement de la force motrice (1). La position de cet axe, dans le sens de la longueur du bâtiment, peut varier entre certaines limites sans qu'il en résulte un changement sensible pour la marche; il est assez généralement placé aux $\frac{2}{3}$ de la longueur, à compter de l'extrémité avant du pont.

Le système de charpente le plus convenable pour les bâtiments à vapeur est celui de sir Robert Seppings, modifié par M. Oliver Lang, directeur des constructions au port de Woolwich. Les bâtiments du genre du *Phocéen*, lithographié dans notre *Atlas du Génie maritime*, sont construits sur un autre

(1) On est en voie d'obtenir une amélioration des plus importantes pour la navigation à vapeur, par la substitution du fer au bois dans la construction des navires. (Note II, art. 4.) Les bâtiments à vapeur construits en fer et bois ou entièrement en fer ont pris une extension considérable en Angleterre. Tandis que nous en avons à peine quelques uns pour notre navigation intérieure, non seulement les fleuves et rivières de la Grande-Bretagne en sont convertis, mais cette nation en construit plusieurs sur les plus grandes dimensions pour la navigation maritime et pour le service de l'amirauté ou de la compagnie des Indes-Orientales; enfin le *Mammouth*, de 1000 chevaux, ce géant des steamers, ayant une longueur supérieure de 24 mètres à celle de nos plus forts vaisseaux de guerre, est entièrement construit en fer.

système, dû à M. William Evans, mais qui nous paraît ne convenir qu'à des paquebots naviguant dans les rivières ou près des côtes, et non à des bâtiments exposés à une mer trop dure, vu l'extrême légèreté de leur charpente. On peut juger de la différence des systèmes de ces deux constructeurs par la description qu'ils en donnent dans l'enquête parlementaire de 1831 sur la navigation à vapeur.

M. O. Lang a introduit une modification assez avantageuse dans la partie inférieure de la charpente des navires à vapeur. Il décompose la quille, et, par suite, l'étrave et l'étambot, en deux pièces, l'une intérieure, l'autre extérieure, au bordé de la carène. La quille extérieure, ou plutôt fausse quille, qu'il nomme aussi *quille de sûreté*, est destinée à recevoir les premiers chocs ou à être emportée dans un échouage. La quille intérieure ou la véritable quille, sur laquelle s'assemblent les membres, et qui est aussi chevillée avec des gabords de forte dimension, ne descend pas plus bas que le can inférieur de la rablure recevant ces gabords; il convient donc de consolider fortement cette dernière partie et de la rendre indépendante de la partie extérieure de la quille.

Une autre modification ne nous paraît pas moins importante à obtenir pour prévenir l'infection qui se manifeste trop souvent dans la cale des bâtiments à vapeur. Tous les navires sont plus ou moins exposés aux inconvénients produits par les gaz qui s'exhalent des parties inférieures de leur cale, où l'eau peut séjourner et engendrer la fermentation putride. Pour s'en affranchir, il faut renouveler fréquemment cette eau, visiter les paracloses, déboucher les anguillères et nettoyer les mailles, lorsque celles-ci ne sont pas boisées. Mais, à bord des bâtiments à vapeur, la graisse provenant des machines, et la poussière de charbon, qui est toujours mêlée avec quelques matières sulfureuses, sont des causes bien plus déterminantes de ces émanations fétides; le nettoyage de la cale y présente aussi des difficultés plus grandes, soit par l'installation des machines, soit par le système ordinaire de charpente de ces bâtiments. Le meilleur moyen de prévenir ces inconvénients sera de remplir en bois léger et de calfat, de l'avant à l'arrière de la cale, le fond des mailles jusqu'au niveau seulement de la carlingue, le long de laquelle l'eau arrivera facilement aux pompes et enlèvera successivement les débris de matières qui engendrent ces exhalaisons; tandis que, dans le système ordinaire, les anguillères pratiquées à la face extérieure des membres s'obstruent en peu de temps et produisent une infection qui rend les entreponts inhabitables. Enfin, pour compléter ce moyen d'assainissement

de la cale, on peut y joindre celui déjà en usage, qui consiste à recueillir dans un bassin particulier la graisse provenant du reniflard de purge de la machine ou tombant des manivelles de l'arbre, et à mettre ce bassin en communication avec la pompe d'épuisement.

Dans la plupart des navires à vapeur les murailles ont une saillie extérieure, partant de chaque côté des tambours et diminuant vers les deux extrémités du pont, dont la surface affecte la forme d'une semelle, ce qui favorise l'installation des logements de passagers sur les côtés de ces tambours, ou donne plus d'espace pour les grands mouvements de troupes. Cette saillie des murailles oppose aussi plus de résistance aux inclinaisons du navire et garantit des coups de mer. Les gabords ou les bordages de la carène qui touchent la quille sont, comme nous l'avons déjà indiqué, d'une grande épaisseur, afin que cette partie du fond du navire résiste mieux aux échouages. Les vaigres ou bordages intérieurs sont posés obliquement à la membrure, sous un angle de 45 degrés; mais si l'on n'a pas à proximité du chantier de construction une étuve à plier les bois, ce travail de charpente est difficile et dispendieux. Nous pensons que ce vaigrage pourrait être fait avec plus d'économie, et non moins de solidité, en le divisant dans son épaisseur en deux couches superposées et se croisant en sens contraire avec la membrure sous le même angle de 45 degrés. Les Anglais ne mettent qu'une seule couche, de mince épaisseur, croisée par des bandes de fer plat et quelquefois à claire-voie.

La partie du pont au dessus des chaudières est celle qui est le plus sujette à s'affaïsser, et exige des réparations très fréquentes à cause du peu de solidité qu'elle conserve par la nécessité d'y ménager un grand panneau pour l'embarquement de ces chaudières, et ensuite à cause de la dessiccation des bois par le voisinage de la chaleur. Nous avons adopté sur nos bâtiments un excellent usage, celui de placer dans cette partie des barrots en fonte recouverts d'une grande plaque de tôle qui excède très peu le niveau des bordages en bois des parties voisines du pont. On supprime ainsi la lourde plaque en fonte qui forme habituellement l'étambrai de la cheminée.

§ 3. DES INSTALLATIONS ET DU GRÈMENT DES BÂTIMENTS A VAPEUR.

Les logements et autres installations intérieures présentent de grandes variétés, suivant les divers genres de service des bâtiments à vapeur, suivant les habitudes et les goûts nationaux, et nous dirons même suivant la mode. Cependant tout paquebot destiné au transport des passagers doit avoir ses logements dans une dunette ou coupé, s'élevant au dessus du pont à peu près à la hauteur du plat-bord supérieur, afin de les rendre commodes et bien aérés. Dans les bâtiments à vapeur de guerre, les chambres du capitaine, de l'état-major et des officiers de troupes embarquées, sont nécessairement sous le pont, qu'il importe de tenir entièrement libre pour l'artillerie et les autres manœuvres; de même, les pavois ou bastingages de l'avant et de l'arrière sont rendus amovibles pour le pointage des pièces placées sur affût tournant et à coulisse. L'essentiel est que, pour nos bâtiments à vapeur de guerre, on s'arrête à un mode uniforme d'installations, celui qu'après bien des essais on jugera remplir le mieux toutes les conditions du service militaire; et l'on est très près d'avoir atteint ce but.

Les pièces du grément appelées *manœuvres dormantes* devraient être en fer, du moins pour le grand mât et dans le voisinage de la fumée qui s'échappe de la cheminée. A raison de la grande largeur des ponts de ces navires, les ridages des haubans pourraient être placés intérieurement aux murailles, comme on le voit sur plusieurs steamers anglais; mais, en ce cas, les ridages à chaînes et à rouleaux *barbotins* que nous avons proposés et souvent appliqués nous-même seraient préférables et occuperaient moins d'espace que les caps-de-mouton ordinaires; ils pourraient même se fixer sur le vibord, dans l'épaisseur des murailles, où ils ne nuiraient pas à l'établissement des bastingages comme les ridages à crémaillères en fer. (Pl. III, Fig. B.)

La fixation des dimensions de la mâture et de la voilure de nos bâtiments à vapeur de guerre, qui doivent pouvoir faire usage isolément de la force du vent ou de celle de la vapeur, est un point qui n'est pas encore bien arrêté. Ces dimensions sont faibles, si nous les comparons à celles des bâtiments anglais, qui se servent plus fréquemment de la première de ces deux forces. Elles augmenteraient naturellement lorsqu'on posséderait des moyens plus prompts et plus assurés d'employer librement l'un ou l'autre de ces deux modes de navigation. Il conviendrait cependant que cette augmentation porte plutôt sur

les envergures et la partie haute de la mâture que sur la partie basse, afin que, les pièces mobiles venant se replier sur les bas-mâts, le grément présente le moins de hauteur possible à la résistance du vent contraire lorsqu'on ne fera usage que de la vapeur.

Les bâtiments à vapeur ayant proportionnellement un équipage moins nombreux que les bâtiments à voiles, la manœuvre des grelins et des câbles-chânes s'exécute en général au moyen d'un guindeau à engrenage qui, dans plusieurs cas, ne présente ni la promptitude ni la sécurité du cabestan ordinaire ou de celui à empreintes, dit *barbotin*, agissant directement sur la chaîne : nous nous sommes convaincu qu'on pourrait facilement ajouter au guindeau des bâtiments à vapeur cette dernière disposition, dont l'action serait combinée avec celle d'un *stoper-linguet* fort simple, placé près de l'écubier, ou celle d'un frein sur le guindeau même. Nous avons proposé aussi un embrayage pour rendre à volonté les deux cloches du guindeau indépendantes l'une de l'autre ; un autre embrayage pour transmettre par une chaîne sans fin à ce guindeau l'effort de la machine ; et un rode de le manœuvrer à bras, plus simple et moins encombrant que celui des manivelles actuellement en usage. Quelques unes de ces applications ont déjà été faites par nous avec succès sur le bâtiment à vapeur *le Phare*, à l'aide du concours si éclairé d'un de nos commandants les plus instruits dans ce genre de navigation, M. le capitaine de corvette Léon du Parc, dont l'ardeur et le zèle sont toujours prêts lorsqu'il s'agit de quelques recherches ou expériences favorables aux progrès de l'art.

Il serait inutile de poursuivre notre examen sur d'autres détails d'installations, d'armement et de manœuvres, qui pour la plupart ne sont que la répétition de ce qui se pratique à bord des vaisseaux de guerre, et qui bientôt, grâce au zèle persévérant des capitaines de nos bâtiments à vapeur, ne laisseront plus aucun perfectionnement à désirer.

Chapitre 4.

DES AMÉLIORATIONS DONT LES MACHINES ET LES NAVIRES A VAPEUR MARINS SONT SUSCEPTIBLES.

Ce qui nous reste à dire sur ce sujet ne sera que le résumé des observations précédentes. Nous avons cherché, en entrant dans l'examen détaillé des diverses parties qui composent un appareil à vapeur marin, à indiquer la véritable voie des améliorations, et à détruire bien des illusions qui tendent à écarter de cette voie les esprits novateurs animés du zèle le plus louable. Une étude spéciale de plusieurs années a pu seule nous enhardir à entreprendre cette tâche difficile; sans cela nous aurions désespéré du succès de nos efforts. Nous avons joint à ces observations, comme pièces justificatives, les différentes notes que nous avons pu réunir pendant le cours de notre service, et dans lesquelles nous croyons ne pas nous être éloigné des vrais principes d'un art encore nouveau pour nous, mais qui chez nos voisins a déjà acquis un haut degré de perfection. Dans les arts mécaniques, il faut d'abord chercher à faire aussi bien que nos devanciers, avant de prétendre à les dépasser, de crainte que notre imagination, nous détournant de la route qu'ils nous ont laborieusement tracée, nous fasse entrevoir des perfectionnements dans des changements de système, ou simplement des modifications, dont l'expérience leur a démontré depuis long-temps les désavantages.

Les machines à vapeur à basse pression sont jusqu'à présent les seules qu'on doit songer à employer dans la navigation maritime. Plusieurs raisons militent en leur faveur pour qu'elles obtiennent la préférence sur les machines à haute pression, dont le seul avantage réel, celui de légèreté de l'appareil, perd beaucoup de son importance à mesure que l'application s'étend à des navires d'un plus fort tonnage. La question de supériorité des machines à haute pression doit être principalement envisagée sous le rapport de la consommation de combustible; à cet égard, le doute seul est permis jusqu'à ce qu'on soit parvenu à surmonter les obstacles inhérents à leur application au service de la mer, et qui en proscrivent l'usage. Les résultats des

divers systèmes de machines à vapeur, employées à terre ne peuvent servir de termes de comparaisons pour les machines marines. (Chap. II, § 2.)

La détente ou l'expansion de la vapeur dans les cylindres des machines à basse pression, et, subsidiairement, l'avance à la condensation ou la cessation de force motrice pendant une fraction de la course du piston, procurent un bénéfice net dans la dépense de vapeur nécessaire pour le travail mécanique à exécuter. Nous croyons que la limite utile de ces deux effets a été atteinte par M. Maudslay, qui, après bien des essais, a adopté la règle d'interrompre l'admission de la vapeur dans le cylindre au moment où le piston est parvenu aux $\frac{1}{10}$ de sa course. Il en résulte économie de combustible et diminution proportionnelle de volume et de poids de l'appareil évaporatoire. C'est une grande amélioration que les constructeurs de machines marines doivent s'empressez d'imiter. (Chap. II, § 6.)

La comparaison des divers genres de structure des machines à vapeur marines prouve que ceux adoptés par MM. Maudslay, Fawcett, Miller, pour leurs machines à balanciers, sont préférables à tous les autres. Mais le premier de ces trois constructeurs obtient une réduction dans le poids de l'appareil moteur en lui donnant une charpente moins élevée ou dont la base est plus rapprochée de l'arbre des roues. (Chap. II, § 7.)

Ce sont encore les chaudières Maudslay qui méritent la préférence sous le rapport de leur faculté productive, de la solidité de leurs liaisons, de leur légèreté, et des facilités qu'elles présentent pour l'entretien et le nettoyage. (Chap. II, § 8.)

Le plus grand inconvénient des chaudières chauffées à l'eau de mer, c'est-à-dire leur encroûtement par les dépôts salins, sera évité par l'usage des extractions, en temps convenables, contre les sels solubles, et par l'emploi de l'argile épurée contre les sels calcaires. Nos expériences nous ont pleinement convaincu de l'efficacité de ce procédé dans son application aux chaudières marines. Les accidents ou inconvénients qu'on est venu signaler, après plusieurs mois d'un succès incontestable, ne peuvent être attribués qu'à la maladresse des mécaniciens conducteurs, ou à une répugnance dont le motif ne saurait être valable. (Note V.)

En appliquant aux appareils marins le système suivi par M. Maudslay (1),

(1) Jusqu'à ces dernières années, presque tous les appareils à vapeur de l'armature anglaise avaient été fabriqués dans les ateliers de MM. Maudslay et Field, de

nous proposons d'adopter pour les bâtiments à vapeur de guerre les roues à aubes mobiles que ce mécanicien a placées à bord de la frégate de 220 chevaux la *Medea*, dont les qualités nautiques ont été jugées en Angleterre supérieures à celles de tous les autres steamers. Ces roues, à égalité de force, ont une saillie moitié moins grande que les roues ordinaires; ainsi, indépendamment du mode d'action des aubes, qui augmente leur effet utile et atténue leurs secousses contre le navire et les machines, elles offrent moins de résistance à la marche à la voile et aux virements de bord (2). Leur genre de construction se prêtant avec la plus grande facilité à l'installation d'un manillon d'embrayage pour les rendre à volonté dépendantes ou indépendantes des machines, nous proposons ce moyen de résoudre la question la plus intéressante pour les bâtiments à vapeur de guerre, qui doivent faire usage de la force du vent avec le même succès que les bâtiments à voiles. (Chap. II, § 10.)

Quant à la question inverse, celle d'annuler les résistances occasionnelles qui peuvent diminuer l'effet du moteur de la vapeur employé isolément, nous pensons que dans les cas de vent et de mer contraires, les moyens qu'on possède sont suffisants pour se débarrasser assez promptement des parties de l'appareil des voiles qui opposent un obstacle à la marche du navire; mais nous proposons de restituer à l'appareil de la vapeur la force que lui fait perdre le ralentissement de la vitesse des pistons, en surchargeant les soupapes de sûreté de manière à produire de la vapeur à une tension plus élevée que lorsque le mécanisme est à sa vitesse normale. Cette méthode est conseillée et mise en pratique par les plus habiles mécaniciens. Les chaudières à basse pression fonctionnent habituellement à une pression intérieure de 4 livres anglaises par pouce carré. Celles du système Maudslay permet-

Londres, avant la réapparition, peu heureuse selon nous, des machines sans balanciers, que M. Maudslay lui-même cherche à substituer à ses excellentes machines marines.

(2) La *Medea* est de M. Oliver Lang, directeur des constructions à Woolwich; ses machines de MM. Maudslay et Field. On la dans la *Nautical Magazine*, juillet 1834; que ce bâtiment a quitté Plymouth le 7 octobre, qu'il est arrivé à Gibraltar le 12 et à Malte le 17, sans avoir fait du charbon, ayant été 10 jours et 5 heures en mer, dont 5 heures employées à nettoyer les chaudières, les feux étant mis bas. Ses roues Morgan lui faisaient filer $3\frac{1}{2}$ nœuds, le bout au vent, quand d'autres bâtiments de même force ne pouvaient tenir.

traient certainement, par la solidité de leurs liaisons, d'élever cette pression à 7 $\frac{1}{2}$ livres ($\frac{1}{2}$ atmosphère); les soupapes de sûreté seraient chargées intérieurement à raison de ce poids, et, dans les cas ordinaires, un contre-poids mobile sur le levier extérieur qui sert à les manœuvrer déterminerait leur soulèvement à la tension habituelle de 4 livres. (Chap. II, § 8, p. 77.)

Mais il ne suffit pas d'imiter les mécaniciens anglais dans les meilleures dispositions qu'ils ont successivement apportées à la construction des machines à vapeur marines, il faut atteindre à la perfection de leurs moyens de fabrication, de leur précision dans le montage, et de leur pratique dans la conduite ou l'entretien de ces appareils. Les machines mal exécutées ou confiées à des mains inhabiles ne réalisent qu'une faible partie de l'effet que produisent celles qui ont servi de modèle et dont on s'est borné à suivre les dimensions principales.

La machinerie, ou l'art de la fabrication des machines, a fait de grands progrès en France depuis quelques années. Les machines-outils, construites par des mécaniciens tels que MM. Cavé, Saulnier, Pihet, Mariotte, etc., peuvent rivaliser avec celles des meilleurs fabricants anglais. Ce n'est qu'en multipliant ces moyens de précision, et en même temps d'économie dans la main-d'œuvre de nos ateliers, que nos appareils à vapeur pourront soutenir la concurrence de ceux qui nous sont importés d'Angleterre. Un de nos ingénieurs les plus distingués, actuellement membre du comité consultatif des arts et manufactures auprès du ministère du commerce, M. Delaunay-Bellière, excelle surtout dans cette spécialité; et le ministre de la marine ne pouvait faire un meilleur choix en le chargeant de la composition de l'outillage des ateliers de Toulon, et de celui des ateliers de l'usine d'Indret, dont il prit la direction après la mort de M. Gengembre.

Pour assembler avec précision les différentes pièces d'une machine marine, les régler avec intelligence et les entretenir en bon état, l'ouvrier doit joindre à l'instruction théorique une longue pratique de ces travaux. L'institution de nos mécaniciens-conducteurs réclame, sous ce rapport, de grandes améliorations; et, pour y parvenir, le moyen le plus rationnel, le seul parti à prendre, est de les faire passer alternativement à l'atelier et à bord des bâtiments à vapeur. Par ce moyen ils acquerront de l'habileté dans ces deux genres d'emploi, ils conduiront avec intelligence les machines, et la pratique leur en deviendra facile lorsqu'ils auront participé aux travaux de confection et de montage. D'un autre côté, ils apporteront plus d'aptitude aux réparations et à la fabrication lorsqu'ils connaîtront parfaitement les conditions que ces appa-

reils doivent remplir à la mer et les soins qu'exige leur entretien ou leur conservation. C'est là la grande plaie du service des bâtiments à vapeur, et l'on ne saurait trop se hâter d'y porter remède. (Voyez la note (4) de l'*Introduction*.)

L'art de la construction des machines à vapeur marines doit marcher de pair avec celui de la construction des navires destinés à les recevoir. A dater des premiers essais imparfaits de Fulton, la pratique, guidée par la théorie, est parvenue à déterminer avec assez d'exactitude les proportions les plus avantageuses à donner aux navires à vapeur pour l'emploi de la force motrice. La forme des carènes est assujettie à des conditions différentes dans les bâtiments à voiles et dans les bâtiments à rames ou à aubes. Les bateaux à vapeur naviguant sur les canaux ou les rivières tendront à se rapprocher, par leur forme, des gondoles ou des caïques, qui, parmi les bateaux à rames, obtiennent la plus grande vitesse; ceux naviguant près des côtes ou aux embouchures des fleuves auront des carènes à peu près semblables à celles des anciennes galères; et les bâtiments à vapeur marins tiendront le milieu entre ces dernières et les bâtiments à voiles, comme devant pouvoir faire usage de ces deux moyens de locomotion. (Chap. III, § 1.)

Nous avons réuni dans le deuxième volume de l'*Atlas du Génie maritime*, dont la rédaction et l'impression lithographique nous ont été confiées, les plans de divers bâtiments à vapeur, également recommandés par leurs succès, mais présentant des différences assez grandes dans leurs proportions ou les systèmes de leur construction. Quelques uns de ces systèmes nous paraissent exagérés, eu égard au but qu'on s'est proposé. Les bâtiments armés de machines très solides et destinées à résister aux mers les plus dures sacrifient trop la finesse des formes à la solidité de leur construction; ceux, au contraire, qui, avec des machines légères, sont taillés et boisés de manière à obtenir la plus grande vitesse possible, ne peuvent remplir que le service de paquebots naviguant près des côtes et à portée des lieux de refuge contre les mauvais temps; et ils ne se hasarderont pas sans péril à tenir la haute mer, à cause de la légèreté de leur charpente et de leur longueur démesurée. Les proportions et le genre de construction qui conviennent le mieux aux bâtiments à vapeur de la marine militaire sont ceux adoptés par MM. Oliver Lang et Symonds, dont on a des modèles dans les plans de la frégate *la Medea*, ou du bateau du Post-Office *la Guluare*. Ce système est celui de M. Robert Seppings, mais modifié dans son application aux navires à vapeur. (Chap. I^{er}, § 9, 1^{er} Tableau, et chap. III, § 2.)

Au degré de perfection où sont arrivés les appareils à vapeur marins, on ne peut espérer d'obtenir des améliorations dans la marche des navires qu'en augmentant leur puissance. La vitesse de sillage en eau calme, et par conséquent la vitesse moyenne en des temps favorables ou contraires, suivent une progression croissante avec la grandeur ou le tonnage de ces bâtiments. C'est d'après ces considérations qu'ont été calculées la puissance et les dimensions du *Great-Western*, de 450 chevaux, de la *British-Queen*, de 500, etc., destinés à accomplir en tout temps, au moyen de la vapeur, la traversée entre la Grande-Bretagne et les Etats-Unis d'Amérique. (Chap. I^{er}, § 7, et note II.)

Dans la carrière de ces perfectionnements, la marine royale d'Angleterre se hâte de devancer par l'industrie et profite des résultats d'essais entrepris dans l'intérêt particulier. Notre marine doit au moins suivre pas à pas les progrès de la marine anglaise. A l'imitation de celle-ci, et même la dépassant, nous faisons construire des bâtiments à vapeur de guerre de 300 à 600 chevaux. Les plus forts que nous ayons depuis assez de temps à la mer pour pouvoir apprécier l'utilité de leur service sont de 220 chevaux. Les Anglais, dès 1833, en possédaient quelques uns de cette force, qu'ils nommaient frégates à vapeur; mais, comme bâtiments de guerre, ils durent bientôt les ranger dans la classe des corvettes de 160 chevaux et au dessus, dont on ne saurait trop multiplier le nombre, et qui remplissent parfaitement toutes les conditions comme avisos, remorqueurs, convoyeurs, et transports pour les rapides mouvements de troupes. C'est parmi les bâtiments à vapeur de cette force, appelés à remplacer définitivement les bâtiments à voiles de même classe, et dont le service est devenu un besoin indispensable dans la Méditerranée, surtout pour notre colonie d'Alger, que nous désirerions qu'ont été premièrement l'essai des améliorations que nous proposons ou qui nous restent à imiter en prenant pour modèles les machines et les navires anglais. En procédant de la sorte, la marine royale française posséderait un excellent type à adopter pour ses constructions. (*Projet de bâtiment à vapeur de la force de 180 chevaux.*)

Ce type réunissant tous les perfectionnements obtenus jusqu'à ces dernières années, il serait facile par de simples règles de proportions d'en faire l'application à des bâtiments à vapeur d'une plus grande force. Mais ici, du moins pour la marine militaire, nous prévoyons une limite à l'extension trop considérable de ce mode de navigation, en égard à la force motrice. Les bâtiments mus spécialement par la vapeur, et dont l'appareil occupe une très

grande partie de leur cale, offriront toujours des points beaucoup trop vulnérables aux attaques de l'ennemi pour pouvoir faire usage des batteries ou se battre en ligne. L'emploi de la vapeur ne produira pas une révolution complète dans l'art de la guerre maritime, comme on l'a proclamé dès l'apparition de ce puissant mode de navigation ; mais il est probable qu'il y aura fusion entre l'ancien mode et le nouveau.

Les bâtiments à vapeur du commerce, à qui il importe d'obtenir à tout prix la plus grande vitesse dans les traversées, ne chercheront jamais à se servir isolément des voiles ; l'augmentation de leur force, en proportion de la distance qu'ils auront à parcourir sans pouvoir renouveler leur approvisionnement de combustible, n'aura de limite que l'étendue de cette distance ; il a fallu une force de 400 à 500 chevaux pour exécuter les voyages transatlantiques, et l'on songe déjà à employer une force plus que double de celle-ci pour des courses plus longues. Les bâtiments à vapeur de la marine militaire ont à remplir des conditions bien différentes, et les recherches doivent être dirigées vers un tout autre but. Il nous semble donc que, de même que les bâtiments de guerre dont le moteur principal est la vapeur tendent à s'adjoindre auxiliairement celui du vent, les bâtiments à voiles doivent chercher à s'approprier l'usage secondaire ou occasionnel du moteur créé à grands frais par la chaleur. L'époque n'est peut-être pas bien éloignée (et nous croyons que dans la prévision de ce grand événement on devrait dès à présent s'y préparer par des essais) où le rôle des bâtiments à vapeur de guerre employant auxiliairement les voiles se bornera à celui des avisos, corvettes ou bricks actuels ; tandis que nos citadelles flottantes ou vaisseaux de ligne, mus principalement par les voiles, se serviront secondairement d'un appareil à vapeur capable, au moins dans l'état actuel de son système de construction, d'imprimer à ces vaisseaux une vitesse non seulement égale mais même supérieure à celle que leur a procurée maintes fois le remorquage des steamers dans des circonstances où leur sûreté aurait été gravement compromise sans cet utile secours.

Les remorqueurs à vapeur de la force de 160 chevaux peuvent imprimer aux vaisseaux une vitesse de 4 à 5 nœuds à l'heure en des temps moyens de vent et de mer. Si l'appareil moteur était placé sur le vaisseau même, il est évident que cette vitesse de sillage pourrait s'élever alors de 5 à 6 nœuds, en réglant le diamètre des roues à aubes proportionnellement à cette vitesse. (Chap. I^{er}, § 6.) Ainsi, au moyen d'un appareil à vapeur de 160 chevaux, pris dans son état actuel, et mis complètement à l'abri du boulet, on trans-

formerait un vaisseau de 90 bouches à feu, par exemple, en un autre de 80, ayant l'immense avantage de pouvoir, par le secours secondaire de la vapeur, manœuvrer dans toutes les circonstances de temps et prendre la position la plus favorable en présence de l'ennemi. Nous nous sommes assuré, en examinant cette proposition dans tous ses détails, que son exécution ne peut rencontrer aucune difficulté sérieuse. (Note XII, art. 1.)

NOTES EXPLICATIVES,
APPLICATIONS, PROJETS, ETC.

NOTES EXPLICATIVES.

NOTE I^{re}.

COMPARAISON DES ROUES A AUBES ORDINAIRES AVEC LES ROUES A AUBES MOBILES,
ET RECHERCHES SUR LES LOIS QUI RÉGISSENT LE MOUVEMENT DES BÂTIMENTS A
VAPEUR.

1. Les observations et les tableaux suivants sont extraits d'un article de M. P.-W. Barlow, ingénieur, inséré dans les *Transactions philosophiques de la société royale de Londres*, année 1834, page 309, et ayant pour titre : *Recherches sur les lois qui régissent le mouvement des bâtiments à vapeur, déduites d'expériences.*

Le but principal de l'auteur est de comparer les modes d'action des roues à aubes ordinaires et des roues à aubes mobiles (système Morgan), et de déterminer, par le calcul, appliqué à l'expérience, le rapport des effets de ces deux genres de roues pour faire marcher le navire. Il déduit ensuite de ses recherches diverses observations dont quelques unes peuvent être conclues des formules de la théorie générale du mouvement des bâtiments à vapeur. (Chap. I^{er}, § 2.)

M. Barlow établit d'abord que, lorsqu'un bâtiment à vapeur est en mouvement, la force contraire à la machine est la résistance produite par les aubes traversant l'eau avec une certaine vitesse égale à la différence entre celle du centre de pression de la roue et celle du navire. La composante horizontale de cette résistance est celle qui produit de l'effet pour la marche. La partie restante de la puissance est absorbée par la résistance opposée aux aubes, dans la direction verticale, par le surhaussement de l'eau à l'arrière des roues et autres circonstances attachées à ce mode d'emploi de la puissance de la machine. Un faible accroissement de vitesse est peut-être obtenu par la tendance qu'ont les aubes, dans leur mouvement de descente, à élever le

bâtiment sur l'eau et à diminuer ainsi la surface de résistance opposée à la marche; mais cette quantité, si elle existe, est trop petite pour mériter considération, et l'on peut regarder la résistance horizontale des aubes ci-dessus mentionnée comme égale à celle opposée du mouvement du navire.

Pour faire le calcul de ces résistances il est nécessaire de déterminer avec une certaine exactitude la position du centre de pression des aubes, ce calcul étant établi sur la différence des vitesses du bâtiment et de ce centre, qui, dans quelques cas, est telle, que la partie supérieure de l'aube se trouve n'avoir aucun mouvement par rapport à l'eau.

La détermination exacte de la position du centre de pression des aubes est d'une extrême difficulté. Cette position est variable, suivant le plus ou moins d'immersion des aubes, suivant le diamètre de la roue, et d'après d'autres circonstances qui diffèrent sur les divers bateaux (1).

Par suite de plusieurs considérations qu'il serait trop long de rapporter ici, M. Barlow pose les équations qui déterminent avec une approximation suffisante, selon lui, pour le but qu'il se propose, le diamètre au centre de pression des roues à aubes ordinaires. Quant aux roues à aubes mobiles, le centre de pression sera à peu près au centre de gravité de l'aube lorsque celle-ci sera totalement immergée, son mouvement dans l'eau étant presque vertical; mais, à raison de ce que la partie inférieure de l'aube commence plus tôt et continue plus long-temps à produire de l'effet, le centre de pression doit être placé à quelque distance au dessous du centre de gravité; et, pour ce motif, on est conduit à faire une allocation du huitième de l'aube. La colonne 16 du Tableau n° II renferme les diamètres au centre de pression des aubes. On doit observer que, pour les roues à aubes mobiles, il n'existe pas de relation entre ces diamètres et les diamètres correspondants aux polygones des roues,

(1) La recherche du centre de pression de l'aube ordinaire ayant lieu pour la supposition où le bâtiment est en mouvement, la révolution de cette aube ressemble à celle d'un cercle roulant sur un plan. Chacune de ses parties décritra donc une cycloïde. Le point dont la vitesse est égale à celle du bâtiment parcourra une simple cycloïde; les points intérieurs à ce cercle roulant formeront des cycloïdes *développées* ou *allongées*; et ceux extérieurs, des cycloïdes *contractées* ou *raccourcies*. Dans les cas moyens, le diamètre du cercle roulant, ou celui dont la circonférence a la même vitesse que le bâtiment, est égal aux deux tiers du diamètre absolu des roues à l'extérieur des aubes.

colonne 4, les aubes étant diversement suspendues et de différente forme sur les bâtiments qui ont ce genre de roues.

D'autres équations déterminent les nombres des colonnes 17 et 18 du *Tableau* n° II. La colonne 17 indique la pression en livres anglaises sur l'aube verticale ou à sa position la plus basse, en rapport avec la vitesse donnée par l'expérience; la colonne 18, la portion de la puissance totale de la machine qui agit sur cette aube.

Les expériences ayant été faites sur des bâtiments de divers tonnages et de différente force, on les a divisés en trois classes dans le *Tableau* n° II. La première classe comprend les bâtiments à roues ordinaires avec un diamètre de 19 pieds, la deuxième avec un diamètre moindre que 19 pieds, et la troisième comprend les bâtiments ayant des roues Morgan. La moyenne de chaque série approchera beaucoup de la vérité lorsque l'immersion de la roue sera aussi à l'état moyen.

Une différence remarquable a lieu entre le rapport de la résistance de l'aube plongée verticalement avec la puissance de la machine dans les roues ordinaires et le même rapport dans les roues à aubes mobiles, le premier étant 0.151 et 0.197 pour les grands et les petits bâtiments, et le dernier 0.546. Cette différence provient de la nature inégale de l'action des deux roues. Dans les roues à aubes mobiles, la position verticale ou la plus basse de l'aube est celle qui procure le plus d'effet pour faire marcher le navire, et dans les roues ordinaires, c'est le moment où il est moindre. M. Barlow démontre par le calcul que le rapport de la puissance de la machine à la résistance sur l'aube verticale doit être plus grand dans l'ancienne que dans la nouvelle roue. Il paraît, contrairement à l'opinion adoptée, que non seulement la résistance totale de l'aube ordinaire s'accroît à mesure qu'elle s'écarte de la verticale, mais que la résistance horizontale ou effective croît aussi avec l'inclinaison dans les limites d'immersion de ces roues. Il doit être établi cependant que, quoiqu'un accroissement de puissance pour faire marcher le bâtiment soit obtenu du plus grand éloignement de l'aube de la position verticale, on ne peut pas considérer un si grand angle comme avantageux dans la pratique : car la résistance verticale augmente considérablement, et il est à redouter que cet effet des aubes sur l'eau produise des secousses nuisibles à la machine.

Le *Tableau* n° III donne les effets comparés des anciennes roues aux nouvelles, ou des roues à aubes agissant obliquement dans l'eau à celles qui agissent verticalement, et à diverses immersions des unes et des autres.

Ayant obtenu une expression de la résistance totale opposée à la machine pour tout angle formé par une aube, on peut trouver toute moyenne résistance qui, étant la même en parcourant la totalité de l'arc dans l'eau, produira un effet égal à celui des résistances variables; et cette quantité, multipliée par le nombre d'aubes et la vitesse tangentielle, sera égale à la puissance de la machine. La profondeur d'immersion n'étant pas donnée pour chacune des expériences, l'angle vrai sous lequel les aubes entraient dans l'eau n'a pu être déterminé; mais, comme ces expériences ont généralement eu lieu après la pose des machines et les bâtiments n'ayant point encore leur chargement de combustible, les aubes devaient être peu immergées (2). D'après ces données, on a été conduit à prendre une profondeur de 3 pieds 6 pouces de l'aube la plus basse, ou un niveau d'eau de 12 pouces au dessus de sa partie supérieure (3), comme une moyenne d'immersion devant faire entrer le centre de pression dans l'eau à 44 degrés pour la première classe du Tableau n° II.

En faisant la vitesse de la roue ordinaire égale à 4 et la vitesse du bâtiment égale à 3, ce qui est à peu près le rapport moyen, on trouve que la résistance moyenne de l'aube parcourant tout l'arc est à la résistance de celle qui est verticale comme 1.75 : 1. Actuellement, comme dans la première classe la circonférence totale contient 16 aubes et que l'arc parcouru est 88 degrés, on peut considérer qu'il y a trois aubes et demie qui agissent; ce qui fera la résistance totale opposée à la machine égale à 6.12 fois celle opposée à l'aube verticale, ou la puissance de la machine exercée sur l'aube verticale égale à 0.163, la puissance totale étant 1.000, tandis que la moyenne obtenue des expériences est 0.151. Dans la deuxième classe, les aubes, quoique plus petites, étant immergées proportionnellement, elles peuvent être regardées comme entrant dans l'eau sous le même angle d'inclinaison, de manière qu'on obtiendra

(2) On voit que les expériences de Woolwich, auxquelles M. Barlow a appliqué ses recherches, n'avaient pas été particulièrement dirigées vers ce but. Nous croyons donc inutile de répéter ici ses calculs, d'ailleurs peu rigoureux, et nous nous bornons à en extraire les résultats, à cause de leur coïncidence avec ceux indiqués par la pratique.

(3) Le niveau normal ou celui correspondant à la vitesse normale de sillage, en temps calme, est en général de 4 pouces anglais (10 centimètres) au dessus du bord supérieur de l'aube la plus basse.

une résistance moyenne semblable, savoir 1.75. Le nombre des aubes étant cependant moindre dans les petites roues, il n'y a pas plus de trois d'entre elles produisant de l'effet; ce qui donne la proportion de la puissance de la machine exercée sur l'aube verticale égale à 0.196, et la moyenne des expériences est 0.197. Ainsi, en se rendant compte de la puissance de la machine dans les roues ordinaires, on prouve non seulement la justesse du principe adopté dans les calculs précédents, mais que la perte de puissance que l'on suppose provenir du refoulement de l'eau à l'arrière est très peu de chose.

Dans les roues à aubes mobiles (système Morgan), en supposant le même angle de 41 degrés quand les aubes commencent à agir, la moyenne des résistances sur l'aube, d'après le calcul, est de 0.547; et la moyenne des forces nécessaires pour balancer ces résistances est de 0.522 (la force sur l'aube inférieure étant 1.000), qui multipliée par $2\frac{1}{2}$, nombre des aubes qui agissent à la fois, donne, pour toute la puissance de la machine agissant sur les aubes, 1.436 fois celle exercée sur l'aube verticale. Or la puissance de la machine employée sur l'aube verticale est 0.696, et la moyenne donnée par l'expérience, 0.516; il y a donc une différence de 0.150 de la puissance de la machine, dont il faut se rendre compte et qu'on suppose être due en partie aux frottements de la roue et à ses déviations de la position verticale provenant de son mode de construction.

Le *Tableau* n° IV a été formé à bord du bâtiment à vapeur de 220 chevaux, la *Salamander*, commandé par le capitaine Austin, qui a ordonné et surveillé les expériences, dont il a soigneusement recueilli les résultats. On verra, en se reportant au *Tableau* n° I, que, lorsque les bâtiments sont fortement chargés, les machines ne font qu'un peu plus des $\frac{2}{3}$ du nombre de coups nécessaires pour imprimer toute la force possible. Si le nombre de coups des machines ne demandait aussi que les $\frac{2}{3}$ de la vapeur nécessaire pour leur donner toute leur force, la perte éprouvée sur les bâtiments fortement chargés serait simplement celle en rapport avec l'action oblique des roues; mais on voit, d'après le *Tableau* n° IV, qu'à peu près autant de vapeur ou de combustible sont nécessaires pour produire 15 coups que pour obtenir la pleine puissance de la machine à 22 coups. Il résulte aussi de ce tableau qu'il n'existe pas de relation entre la vitesse du bâtiment ou même la vitesse du piston et la consommation du combustible (4), ce dont on peut se rendre compte, en grande partie, par

(4) Le *Tableau* n° IV et les conséquences qu'on en a déduites ont été supprimés

la perte de chaleur provenant d'une radiation constante à toutes les vitesses. Mais de quelque part que provienne cet effet, il est évident qu'une des questions les plus importantes pour les progrès de la navigation par la vapeur est de trouver le moyen de rendre les machines susceptibles de développer toute leur puissance à tous les degrés d'immersion du navire.

Le Tableau n° V a pour objet de comparer la résistance d'un bâtiment à vapeur avec celle d'une surface plane. La pression effective exercée par la machine a été calculée dans tous les cas où la profondeur d'immersion de l'aube était connue. Mais la comparaison de la résistance du bâtiment avec celle d'une surface plane a été nécessairement limitée aux seules expériences où la surface de la section transversale immergée pouvait être vérifiée. Il paraît, d'après ce tableau, que, contrairement à toutes les expériences qui ont été faites jusqu'ici sur une petite échelle, la résistance d'un bâtiment linéaire ne surpasse pas la dix-septième partie de celle d'une surface plane de même section. (Chap. I, § 9.)

M. Barlow tire de ses recherches les conclusions suivantes :

1^o Quand les bâtiments sont chargés de manière à n'avoir qu'une faible immersion, il y a peu d'avantage pour l'aube agissant verticalement.

2^o Quand l'immersion est grande, la roue verticale (Morgan) a un avantage considérable sur le système actuel des roues ordinaires. La roue à aubes mobiles est par conséquent très avantageuse à la mer, où les degrés d'immersion varient continuellement.

3^o Dans la roue ordinaire, lorsque l'aube passe à la partie inférieure de l'arc, c'est-à-dire quand sa position est verticale, non seulement elle oppose moins de résistance à la machine, mais elle a aussi moins d'effet

du Mémoire de M. Barlow, réimprimé dans l'appendice de la nouvelle édition anglaise de l'ouvrage de Tredgold. Depuis la première publication de son mémoire, M. Barlow a prouvé par des expériences directes que la consommation du combustible pourrait être mise en un certain rapport avec la puissance développée par la machine ou avec la vitesse du bâtiment par les moyens qu'il a indiqués (Voyez plus loin art. 5 de cette note); mais ces moyens, qui consistent principalement à modérer les feux ou plutôt à fractionner la chaudière en plusieurs corps indépendants, sont de peu d'effet ou d'un usage pratique fort difficile : car, à moins d'une diminution très sensible de la vitesse du mécanisme, la consommation du combustible reste à peu près la même, si la quantité d'eau soumise à l'ébullition ne change pas.

pour faire avancer le navire que dans toute autre partie de son impulsion.

4^e Dans la nouvelle roue, au contraire, l'aube qui passe à la partie inférieure de l'arc apporte plus de résistance pour la machine, et a plus d'effet pour la marche du navire, que dans toute autre partie de cet arc.

Cette propriété de l'aube *verticale* est une sérieuse conséquence de l'appréciation de la roue: car, en raison de ce que la résistance totale sur l'ensemble des aubes est beaucoup moindre que dans la roue ordinaire, il est nécessaire d'avoir une plus grande vitesse pour obtenir la pression requise sur l'eau, ce qui est suivi d'une quantité additionnelle de combustible et par suite d'une perte proportionnée de puissance. Cette perte de puissance est plus sensible quand la roue est légèrement immergée, comme on peut le voir par le *Tableau n° III*; tandis que la perte de puissance provenant de l'action oblique de la roue ordinaire est dans ce cas à peine perceptible. Quand l'immersion est plus forte, l'angle d'inclinaison sous lequel l'aube entre dans l'eau devient plus grand, et la proportion de la puissance perdue dans la roue ordinaire s'accroît beaucoup, tandis que celle de l'aube *verticale* reste à peu près constante. En sorte que dans le cas d'une profonde immersion l'aube agissant verticalement a un avantage considérable.

TABLEAU N^o I^{er}. — *Expériences.*

Noms des bâtimens.	Tonnage.	Poids en chaudières.	Diamètre de la roue.	Aubes.			Coupe par minute.	Vitesse en milles anglais.	Diamètre de piston.	Longueur de la double course.	Nombre de coups par minute.	Observations.
				Longueur.	Hauteur.	Écartement dans l'eau.						
Alban.	294	100	14 13 0	9 0	1 6	inconnu	27	8.84	50	7 30		Bâtiment de l'état.
Messenger.	730	200	60 19 4	10 0	2 0	" "	20½	9.75	53½	10 22		Id.
Messenger.	730	200	150 19 4	10 0	2 0	" "	18	8.09	53½	10 32		Id.
Pluto.	365	100	14 14 4	9 0	1 10	1 9	26½	10.15	40	7 30		Id.
Hermes.	730	150	130 17 6	9 0	2 0	inconnu	18	6.5	44	9 24		Id.
Meteor.	296	104	8 13 0	9 0	1 6	1 6	32	9.0	40	7 30		Id.
Firebrand.	494	150	10 17 0	9 0	2 0	2 4	24	10.15	44	9 24		Id.
Firebrand (roues Morgan).	494	120	12 14 6 (polygone)	" "	" "	2 11½	28	10.55	42	8 27½		Id.
Flamier (roues Morgan).	494	120	13 13 0 (polygone)	" "	" "	3 11½	27	10.9	42	8 27½		Id.
Flamier (roues Morgan).	494	120	112 13 0 (polygone)	" "	" "	3 6	24	9.67	42	8 "		Id.
Carron.	294	100	8 13 0	9 0	1 6	1 4	28	9.15	40	7 30		Id.
Dee.	710	200	30 19 4	10 0	2 0	1 0	25	10.62	53½	10 22		Id.
Alc-Jamenthor.	820	220	46 20 4	9 0	2 6	inconnu	20	10.39	55½	10 22		Id.
Salmander.	820	220	210 20 4	9 0	2 6	5 6	15	8.15	55½	10 22		Id.
Firefly.	550	450	152 17 6	9 0	2 0	5 4	20	8.3	44	9 24		Id.
Magnet.	560	150	6 16 0	10 0	1 6	1 8	29½	11.75	66	9 24		du comm.
Phoenix.	820	220	12 20 4	9 0	2 6	2 6	21	11.7	55½	10 22		de l'état.
Medea (roues Morgan).	855	220	15 21 0 (polygone)	dans le basting			12½	une roue	55½	10 22		Id.
Columbia	360	100	80 15 0 (polygone)	" "	" "	4 10	24	8.5	40	7 30		Id.
Firebrand (roues Morgan).	494	120	40 15 6 (polygone)	" "	" "	3 7	27	10.1	42	8 27½		Id.
Medea (roues Morgan).	855	220	2 21 0 (polygone)	" "	" "	3 11	22½	11.33	55½	10 22		Id.
Monarch.	872	200	" 21 0	10 0	2 0	3 6	20½	10.72	"	10 22		particulier
Monarch.	872	200	" 21 0	10 0	2 0	3 6	20½	10.50	"	10 22		"
Monarch.	872	200	" 21 0	10 0	2 0	3 6	21	11.02	"	10 22		Poids addition- nel sur le sub- système de machine.

TABLEAU N° II indiquant le rapport de la vitesse de la roue à celle du bâtiment, la pression exercée sur l'aube verticale et les autres résultats déduits des expériences ci-contre.

Noms des bâtiments.	Tonnage.	Poussées.	Charbon et diesel.	Aubes.				Marche.				Vitesse en milles anglais.	Surfaces d'aube par force de cheval.	Pression exercée sur l'aube de cheval.	Vitesse du bâtiment de la route dans l'eau.	Diamètre de cercle roulin.	Vitesse du centre de pression.	Pression sur l'aube verticale.	Proportion de la puissance de la machine requise sur l'aube verticale.		
				Longueur.	Hauteur.	Nombre.	Tant d'un qu'un autre.	Orbitaire.	à l'heure.	à l'heure.	à l'heure.										
Messenger.	730	200	60	19	4	10	0	2	0	16	n	20	122	9.75	0.200	3.65	0.754	15.31	17.65	838	0.116
Messenger.	730	200	130	19	4	10	0	2	0	16	n	15	22	8.0	0.200	3.65	0.706	12.00	17.65	926	0.171
Dee.	710	200	30	19	4	10	0	2	0	16	1	6	23	10.61	0.200	3.55	0.717	12.91	18.00	1089	0.195
Madamasthis.	520	220	46	20	4	9	0	2	0	16	n	20	22	10.39	0.204	3.73	0.791	15.54	18.36	695	0.121
Salamander.	320	220	110	20	4	9	0	2	0	16	3	6	16	8.15	0.204	3.73	0.828	16.31	18.36	267	0.065
Phoenix.	820	220	12	20	4	9	0	2	0	16	2	0	21	11.70	0.204	3.73	0.829	15.60	18.57	165	0.065
Monarch.	872	200	n	21	0	10	0	2	0	18	3	6	20	10.72	0.200	3.56	0.737	14.62	19.31	976	0.197
Monarch.	872	200	n	21	0	10	0	2	0	18	3	6	20	10.30	0.200	3.56	0.756	14.60	19.31	952	0.195
Monarch.	872	200	n	21	0	10	0	2	0	18	3	6	21	11.02	0.200	3.56	0.760	14.6	19.31	998	0.200
Alban.	294	100	14	13	0	9	0	1	6	14	n	n	27	8.84	0.270	2.94	0.777	9.15	11.77	354	0.119
Pluto.	363	100	14	14	4	9	0	1	10	15	1	9	26	10.15	0.330	3.65	0.803	10.71	13.01	308	0.114
Hermes.	730	150	130	17	6	9	0	2	0	n	n	n	18	6.30	0.257	6.21	0.645	9.80	13.86	1138	0.295
Meteor.	296	100	8	13	0	9	0	1	6	n	1	6	32	9.0	0.274	2.96	0.671	7.87	14.70	1083	0.362
Firebrand.	495	160	10	17	0	9	0	2	0	14	2	4	24	10.15	0.257	3.53	0.773	11.88	13.38	691	0.173
Firefly.	550	160	15	17	6	9	0	2	0	14	3	4	20	8.20	0.257	3.93	0.783	11.60	13.81	673	0.174
Magnet.	360	160	6	16	0	10	0	16	n	1	8	29	24	11.75	0.314	2.87	0.756	11.16	14.72	882	0.213
Carron.	204	100	8	13	9	9	0	1	6	n	1	4	28	9.15	0.270	2.94	0.777	9.15	11.77	385	0.129
Medea.	355	220	20	21	0	4	10	3	11	11	3	11	22	11.33	0.172	3.79	0.627	13.79	21.05	3024	0.666
Flamer.	494	120	15	13	0	5	9	2	9	9	3	11	27	10.90	0.260	4.11	0.683	11.30	16.55	1715	0.625
Flamer.	494	120	112	13	0	5	9	2	9	9	5	6	24	9.57	0.266	4.11	0.674	11.16	16.85	1441	0.526
Firebrand.	495	120	12	14	6	4	6	21	0	9	2	11	28	10.59	0.212	4.11	0.657	10.50	13.73	1508	0.526
Firebrand.	495	120	40	14	6	4	6	2	10	9	3	7	27	10.10	0.212	4.11	0.666	10.45	15.73	1404	0.476
Columbia.	560	100	30	14	0	3	11	3	0	9	4	10	24	8.50	0.237	3.60	0.654	9.91	15.15	1008	0.454
* Polygones.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18			
** Long. moy.																					

Moyenne 0.151

Moyenne 0.137

0.546

TABLEAU N° III. — *Comparaison des pertes de puissance des anciennes et nouvelles roues, à diverses immersions.*

Angle sous lequel la centre de pression entre dans l'eau.	Proportion de l'immersion du rayon de la roue.	Puissance effective, celle de la machine étant 1.		Perte d'effet, celui de la machine étant 1.		Résistance moyenne effective, la résistance de l'aube verticale étant 1.		Résistance moyenne opposée à la machine, celle de l'aube verticale étant 1.		Observations.
		roue ordinaire.	roue Morgan.	roue ordinaire.	roue Morgan.	roue ordinaire.	roue Morgan.	roue ordinaire.	roue Morgan.	
35°	0.252	0.660	0.666	0.340	0.333	1.398	0.703	1.437	0.674	Le bâtiment très léger, l'immersion à la partie supérieure de l'aube.
45°	0.350	0.643	0.666	0.355	0.333	1.510	0.547	1.750	0.523	
50°	0.430	0.620	0.666	0.380	0.333	1.628	0.504	1.971	0.482	Moyenne exprimant les données ordinaires.
60°	0.550	0.553	0.666	0.447	0.333	1.850	0.425	2.510	0.404	Immersion très grande.

TABLEAU N° IV. — *Consommation du combustible à différentes vitesses. Salamander, 220 chevaux.*

Nombre de révolutions en une minute.	Distance courue en 2 heures, d'après la table de loi.				Consommation du combustible en 2 heures, d'après le journal.			
	Maximum.	Minimum.	Medium.	Nombre d'heures d'expérience	Maximum.	Minimum.	Medium.	Nombre d'heures d'expérience
6	Nauts	Nauts	Nauts	14	Bushels	Bushels	Bushels	28
7	5.2	3.4	4.03	38	23	9	10 $\frac{1}{2}$	64
8	6.6	3.4	4.76	14	30	9 $\frac{1}{2}$	18	38
9	13.0	4.0	9.63	22	32	24	28 $\frac{1}{2}$	36
10	17.0	4.0	9.80	46	35	14	26 $\frac{1}{2}$	62
11	16.0	5.4	5.60	4	37	24	34 $\frac{1}{2}$	16
12	15.4	7.0	11.18	30	39	26	37 $\frac{1}{2}$	32
13	16.0	5.0	14.06	74	41	34	36 $\frac{1}{2}$	102
14	18.6	9.0	14.47	120	46	25	36 $\frac{1}{2}$	173
15	17.4	7.2	14.12	110	46	28	37 $\frac{1}{2}$	162
16	19.4	8.0	15.14	68	46	28	37 $\frac{1}{2}$	98
17	18.0	9.4	15.14	80	41	32	37 $\frac{1}{2}$	140
18	19.2	10.0	15.24	68	48	31	38 $\frac{1}{2}$	96
19	21.0	14.2	17.68	68	45	29	39	92
20	20.0	14.6	19.80	48	50	39	41	58
21	21.0	20.0	20.50	4	41	32	38 $\frac{1}{2}$	14

TABLEAU N° V.

Noms des bâtiments.	Tonnage.	Puissance.	Effet produit par la machine.	Vitesse de rotation celle de la roue étant 1.	Vitesse de l'aube verticale dans l'eau, celle de la roue étant 1.	Surface de l'aube.	Surface d'une aube verticale égale en effet à toutes les autres.	Surface de la section immergée du bâtiment.	Rapport de la résistance du bâtiment à celle d'une surface plane de même section.
		Cheveux.	Livr. angl.			Feet. In.			
Meden.	835	220	4536	0.627	0.373	19 0	54.80	363	$\frac{1}{15}$
Flaüer.	494	120	2814	0.683	0.317	16 0	52.44	174	$\frac{1}{15}$
Flamer.	494	120	2393	0.674	0.326	16 0	57.60	218	$\frac{1}{16}$
Firebrand.	494	120	2472	0.667	0.333	12 9	38.36	200	$\frac{1}{19}$
Firebrand.	494	120	2527	0.666	0.334	12 9	42.00	214	$\frac{1}{18}$
Columbia.	360	100	1807	0.654	0.346	12 0	43.10	202	$\frac{1}{16}$
Salamander.	820	220	2150	0.832	0.167	22 6	398.70	359	$\frac{1}{21}$
Dee.	710	200	2531	0.732	0.268	20 0	69.00	209	$\frac{1}{19}$
Firefly.	530	140	3808	0.735	0.267	18 0	204.00	273	$\frac{1}{11}$
Firebrand.	494	140	3474	0.722	0.278	18 0	128.61	200	$\frac{1}{17}$
Pluto.	365	100	985	0.823	0.117	16 6	105.23	116	$\frac{1}{24}$
Monarch.	872	200	7167	0.748	0.252	20 0			
Monarch.	872	200	6976	0.746	0.254	20 0			
Monarch.	872	200	7002	0.756	0.244	20 0			
Magnet.	360	140	3672	0.763	0.237	15 0			
Meteor.	296	100	4320	0.671	0.329	13 6			
Caroon.	294	100	4731	0.777	0.223	13 6			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

2. L'appendice de la nouvelle édition anglaise (1838) du *Traité de la machine à vapeur* par Tredgold renferme sur les roues à aubes un article fort intéressant de M. l'écuyer Aristide-A. Mornay. L'auteur, avant de passer à l'examen particulier de chaque espèce de roue à aubes proposée pour remplacer la roue commune, présente quelques observations préliminaires sur le mouvement et sur l'effet de la roue à aubes en général; il relève quelques erreurs de l'article de M. Barlow, et déduit de ses recherches et de ses propres calculs les conclusions suivantes :

Roues à aubes fixes mais décomposées en échelons suivant une courbe de cycloïde.

La roue *cycloïdale* de M. Field fut essayée pour la première fois en 1838 sur le bateau à vapeur l'*Eudeavour*, et fut abandonnée immédiatement. Elle a été appliquée dans ces dernières années à quelques bâtiments à vapeur de l'amirauté, *African*, *Rhadamanthus*, *Dee*, *Tartarus*, *Meteor* et *Hermes*, à la frégate à vapeur de 320 chevaux *Gorgona*, et aux paquebots transatlantiques *Great-Western* et *British-Queen*.

M. Field décrit ainsi la construction de cette roue dans le *London Journal* de décembre 1835 : « Chaque aube est divisée en plusieurs parties ou aubes plus étroites et arrangées à peu près suivant la courbe d'une cycloïde, de manière à ce qu'elles entrent toutes dans l'eau successivement à la même place, évitant ainsi le choc produit par l'entrée de l'aube ordinaire, si désagréable pour les passagers, préjudiciable au navire, et occasionnant une grande perte de force. Comme la face agissante de chaque aube est *rayonnante*, elle pousse, pendant qu'elle passe sous le centre, dans la direction ordinaire; et, lorsqu'elle émerge, l'eau s'échappe simultanément de chacune des parties étroites de l'aube et ne peut par conséquent être soulevée. »

M. Mornay donne un dessin de ce genre de roues. Il adopte les mêmes dimensions principales que pour les roues ordinaires, dans le but de comparer leurs modes d'action. Il suppose chaque aube divisée en quatre parties, ayant successivement 6, 7, 8 et 9 pouces de hauteur. Il détermine les chemins ou les cycloïdes décrites par les divers points de cette aube pendant le mouvement de la roue et du navire, lorsque le bâtiment est léger et lorsqu'il a son chargement. En examinant les *nœuds* de ces cycloïdes et les intersections qui résultent du nombre de parties composant une aube, on reconnaît aisément l'effet particulier produit par ce genre de roue, surtout pour un bâtiment

chargé, où les aubes restent plus long-temps dans l'eau. On voit que, tandis que la partie la plus extérieure de l'aube est entrée dans l'eau, la seconde partie suit à peu près la trace de la première; la troisième partie suit la seconde de la même manière, et la quatrième la troisième, jusqu'à ce qu'elles arrivent au milieu de la course; alors elles divergent pendant la dernière moitié de leur course, devenant indépendantes entre elles et sortant de l'eau à une distance l'une de l'autre telle, que le fluide, qui n'est pas rejeté avec violence, peut s'écouler avec plus de promptitude que dans le système des roues à aubes ordinaires. Ainsi il paraît qu'il n'existe pas un beaucoup plus grand effet pour toute la série des parties d'une aube que celui que fournit la partie extérieure à elle seule, pendant toute la première moitié de la course, et que pendant la seconde moitié l'effort est à peu près le même que celui produit par une aube ordinaire de même surface que la somme de toutes les subdivisions d'une aube décomposée. On conclut de là que le choc éprouvé par les parties d'aubes, à leur immersion, doit être considéré comme égal à peu près à celui ressenti par leur partie extérieure, mais que cet avantage est obtenu par la perte d'une portion considérable de l'effort impulsif, et qu'en conséquence ces roues doivent exiger une plus grande surface d'aubes que les roues ordinaires. Il peut y avoir aussi un avantage dans la manière dont ces aubes sortent de l'eau; mais cet avantage, s'il existe, est fort peu important. Le mode d'action de ce genre de roue est précisément semblable à celui de la roue ordinaire; à la seule différence près que toutes les parties d'aube, hormis celle extérieure, se meuvent pendant un temps considérable de leur course dans l'eau agitée, où elles éprouvent une perte de résistance dont il est impossible de déterminer la valeur; il reste donc à l'expérience à décider si les désavantages de cette roue sont surpassés par les avantages qu'elle semble posséder.

On doit remarquer que depuis l'adoption de cette roue, où ses aubes furent composées primitivement de 6 et 7 pièces, le nombre de ces dernières a été successivement réduit jusqu'à 2 sur les navires de l'état, chaque nouvelle réduction ayant été accompagnée d'un résultat avantageux; et l'on ne pouvait évidemment diminuer encore ce chiffre sans détruire le principe de cette roue, et revenir à la roue ordinaire.

Roue à aubes mobiles et conservant constamment la position verticale.

La plus ancienne des roues à aubes mobiles est celle inventée par M. Ro-

bertson Buchanan, et pour laquelle il prit une patente en 1813. Dans cette roue, les aubes se maintiennent dans la position verticale durant toute leur révolution, et en conséquence il n'y a pas de perte d'effet due à l'action *oblique*; mais, pendant les première et dernière parties de leur course, les aubes poussent l'eau avec le devant de leurs surfaces et opposent ainsi une résistance additionnelle au mouvement progressif du navire. C'est ce que démontrent les nœuds de cycloïdes décrites par les différents points de la hauteur d'une aube, et les résultats des calculs théoriques de la puissance effective de cette roue. Pour cette raison, la roue de Buchanan n'a pas été mise en usage, quoiqu'elle ne fût pas très compliquée dans sa construction.

Roues à aubes mobiles ne prenant la position verticale qu'au point le plus bas de leur révolution et légèrement inclinées à leur entrée dans l'eau et à leur sortie.

La roue à aubes mobiles dont l'emploi a reçu une extension considérable est celle qui est généralement connue en Angleterre sous le nom de roue Morgan. Dans cette roue, les aubes peuvent être disposées de manière à entrer dans l'eau et à en sortir à tel angle voulu et déterminé suivant les vitesses relatives de la roue et du navire.

Une erreur de M. Barlow est d'avoir confondu la roue Morgan avec la roue Buchanan ou à aubes agissant toujours verticalement, et cet auteur calcule la force effective des aubes de la première comme si elles agissaient réellement ainsi. Dans la roue Buchanan les aubes sont essentiellement verticales, ce qui est plutôt nuisible qu'utile à leur action, surtout pour les grandes immersions où la perte de force devient excessive. Cette différence constitue le principal avantage que la roue Morgan a sur celle de Buchanan.

« Nous venons d'examiner, dit M. Moray, l'effet des principaux systèmes
 » de roues à aubes qui ont été convenablement essayés, et proposés pour
 » remplacer la roue ordinaire à aubes fixes, et nous pensons que la roue
 » Morgan est préférable à toutes les autres. Elle n'est pas la plus simple de
 » construction, et à cet égard aucune ne l'emporte sur la roue ordinaire; mais
 » la roue Morgan n'est pas plus compliquée qu'il n'est absolument nécessaire
 » pour produire l'effet désiré. Nous sommes entièrement convaincu, tant par
 » la théorie que par la pratique, que cette roue est ce qu'il y a de préféra-
 » ble; et nous espérons, autant dans l'intérêt du public que dans celui du
 » patenté, à la persévérance et aux talents duquel sont dues les améliorations

» Importantes apportées à la construction de la roue depuis la date de son brevet, que l'on reconnaîtra les avantages que la navigation à vapeur a déjà retirés par les expériences qui ont été faites, et qu'elle recevra des roues Morgan, qui offrent accroissement de sûreté, d'économie et de bien-être.

» Quelques personnes ont été détournées de faire usage des roues Morgan, la première mise dehors étant beaucoup plus considérable que pour les roues ordinaires; mais cet argument sérieusement examiné n'a nulle consistance, la différence dans le prix des machines, qui avec les roues Morgan peut être beaucoup moindre qu'avec les roues ordinaires (puisque pour des conditions données de vitesse ou de trajet à exécuter on peut employer des machines moins puissantes), étant une ample compensation pour la différence dans le prix des roues. En outre, l'économie constante de combustible et l'augmentation d'espace pour loger les approvisionnements ont aussi des avantages qui ne sont pas à négliger.»

Du changement de position des aubes dans les roues ordinaires.

3. (Tredgold, 2^e édition anglaise, *Appendice*, page 61, article de M. Barlow.) (5) « Au commencement d'une longue traversée, le tirant d'eau d'un bâtiment à vapeur est nécessairement considérable, à cause de la grande quantité de charbon qu'on doit avoir en approvisionnement pour la consommation de la machine. Quand la machine pourra développer toute sa puis-

(5) Nous devons à l'amitié de M. le capitaine de corvette Léon du Parc la plupart des traductions d'auteurs anglais que nous citons dans notre ouvrage. Nous ajouterons aussi que le premier en France, en 1833, cet officier imagina, sur la *Salamandre*, de 160 chevaux, qu'il commandait, de modifier le système d'attache des aubes aux rayons des roues, au moyen de clavettes remplaçant les vis des étriers, de manière à mobiliser les aubes et à les placer à telle distance voulue du centre. En juillet 1836, le conseil des travaux de la marine émit un avis favorable à cette modification. Vers la même époque, en prenant le commandement du *Phare*, M. du Parc trouva en essai les aubes *amovibles* proposées par M. Aubert (voyez plus loin, art. 4) ayant le même mode d'attache que les siennes, et mit toute sa persévérance à les perfectionner et à les faire réussir. (*Annales maritimes*, 1840, tome II, p. 729.)

sance, la vitesse du navire ne diminuera pas très sensiblement. Mais, comme la roue est aussi obligatoirement plus plongée, il en résulte une grande perte de force pour la machine, tant par suite de l'accroissement de l'obliquité d'action des aubes que par suite de la réduction du nombre de révolutions de la roue; et ayant en même temps à vaincre une résistance beaucoup plus grande, le navire éprouvera une perte de vitesse considérable. Dans les expériences du *Tableau n. 1*, on trouvera les vitesses de deux bâtiments indiquées pour le cas où ils sont fortement chargés et pour celui où ils le sont peu.

• On voit d'abord que *le Messenger*, ayant des roues ordinaires, dont le port est de 730 tonnes et dont la force est de 200 chevaux, a pour vitesse, avec 60 tonneaux de charbon à bord, 9.75 milles, et qu'avec 130 tonneaux sa vitesse est réduite à 8 milles à l'heure. La surface immergée de sa section de résistance n'a pas dû croître dans un rapport au delà de 6 à 7, en sorte que sa vitesse, si l'on avait pu profiter de toute la puissance de la machine dans les deux cas, n'aurait pas dû diminuer dans une plus grande proportion que les racines cubiques de ces sections immergées, c'est-à-dire de 9.75 à 9.25 milles par heure. On éprouve donc une perte de 1.25 milles à l'heure par suite du mauvais effet produit par les roues, et de ce que la machine est mise hors d'état de donner le nombre de coups de piston pour lequel elle a été calculée.

• La seconde expérience que nous avons indiquée se rapporte au *Flamer*, de 494 tonnes et de la force de 120 chevaux, ayant des roues Morgan. Sa vitesse, avec 16 tonneaux de charbon, était de 10.90 milles, et, avec 112 tonneaux, de 9.57 milles par heure. La section de résistance n'a pas dû croître dans un rapport au delà de 4 à 5, en sorte que la vitesse n'aurait pas dû devenir moindre que 10.12 milles. La perte qui reste encore de 0.55 mille par heure doit donc être attribuée à la diminution de puissance de la machine, et quoiqu'il dans ce cas elle se trouve beaucoup moindre que dans le cas des roues ordinaires, elle mérite encore considération.

• Une comparaison semblable peut être faite entre *le Phoenix* et *la Salamander*, qui sont des bâtiments de même tonnage et de même force, et ont obtenu à peu près la même vitesse dans des circonstances pareilles. La vitesse du *Phoenix* légère était de 11.77 milles à l'heure, et celle de *la Salamander* chargée, de 8.15 milles. Admettant une différence de section de 11 à 15, ce qui est le cas extrême entre un navire léger et un navire chargé, la vitesse réduite aurait dû être de 10.55. Il reste donc encore ici, une réduction de vitesse

de 2.4 milles à l'heure par suite du mauvais effet produit par les roues, et de ce que la machine ne peut marcher à sa vitesse de règle.

« Cette perte considérable de vitesse qu'éprouve un navire chargé, quoique diminuée par l'emploi du système des roues Morgan, comme on le voit dans la seconde expérience, serait combattue avec plus d'efficacité si l'on pouvait relever les aubes ou les rentrer vers le centre de la roue. De cette manière la machine reviendrait à posséder toute sa puissance, et la perte par suite de l'action oblique des roues serait considérablement atténuée.

« On a trouvé jusqu'à présent, dans la pratique, beaucoup de difficultés à l'application d'une méthode convenable pour relever les aubes, eu égard aux changements fréquents de tirants d'eau à la mer. Les avantages qu'on retirerait d'un système qui parviendrait à ce but sont si importants, qu'il faut espérer qu'on finira par l'atteindre. Mais enfin, si l'on vient à regarder cette chose comme impraticable, ce qu'il y aurait de mieux à faire, pour les roues à aubes mobiles, serait de leur donner un aussi grand diamètre que possible, en allongeant le coup de piston, de manière qu'une immersion plus ou moins considérable eût comparativement moins d'influence sur l'action des roues. En général, plus le bâtiment sera fort, moins il y aura de perte d'effet, parce que, proportionnellement à la force du bâtiment, le diamètre des roues croîtra dans un plus grand rapport que l'immersion. Sur la *Victoria*, qui est munie de roues *cycloïdales*, on propose d'enlever les parties extérieures des aubes avant le départ, et de les replacer ensuite quand le bâtiment serait convenablement allégé. Si l'on pouvait en agir ainsi on obtiendrait un grand avantage, mais qui cependant serait beaucoup moindre que celui que procurerait un système d'aubes qui pourraient se relever à volonté et être mises ainsi à chaque instant sous la main du mécanicien. »

(Tredgold, 2^e édition anglaise, *Appendice*, page 139, article de M. Mornay.)

« Lorsqu'un bâtiment à vapeur est fortement chargé, les roues, en raison de leur grande immersion, agissent moins favorablement, et le nombre de coups donnés par la machine se trouve réduit à cause de la plus grande quantité d'aubes plongées à la fois, et de leur grande obliquité, qui augmente la résistance. Dans cette situation, la vitesse du bâtiment éprouvera naturellement une réduction; et il peut arriver, dans certains cas, que l'on ait besoin d'employer toute la force de la machine, c'est-à-dire de lui faire battre le nombre de coups pour lequel elle est calculée, afin de prévenir cette perte considérable de vitesse. Nous ne connaissons qu'un moyen : c'est de rapprocher les aubes du centre de la roue. Cette opération est si difficile et accompagnée de

tant de danger, qu'on ne peut généralement la mettre en pratique. Nous sommes cependant porté à croire qu'on parviendra à atteindre ce but.

Il est évident que l'effet désiré ne peut être obtenu en diminuant la grandeur des aubes, à moins que par là leur centre d'effort soit rapproché du centre de la roue. Supposons, par exemple, qu'une partie ait été enlevée à l'extrémité de chaque aube, il en résultera conséquemment que la vitesse circonférentielle de la roue aura augmenté jusqu'à ce que la pression moyenne sur les aubes soit devenue égale à ce qu'elle était avant leur diminution. Cette pression étant rétablie, la pression horizontale le sera de même, et ne pourra aller au delà de ce qu'elle était primitivement, puisque le rapport de la pression horizontale à la pression totale est indépendant de la longueur des aubes. La vitesse du bâtiment doit donc rester la même, quoique la dépense de combustible soit accrue dans le rapport de l'augmentation de vitesse acquise par la machine. Si, d'un autre côté, nous supposons qu'on ait relevé les aubes, alors la machine ne marchera pas avec beaucoup plus de vitesse, les aubes éprouvant la même résistance; mais la vitesse croîtra jusqu'à ce que la pression moyenne sur les aubes soit à la pression moyenne primitive comme le premier rayon du centre de pression est au nouveau rayon. La pression totale étant ainsi accrue, la pression horizontale le sera dans une proportion considérable, parce que, les angles sous lesquels les aubes rencontrent le fluide étant moins obliques, le rapport de la pression horizontale à la pression totale sera augmenté; conséquemment le bâtiment acquerra aussi plus de vitesse. Nous ne pouvons actuellement que tirer cette conclusion générale, parce qu'il n'existe pas de moyen connu de relever les aubes avec facilité.

Des aubes amovibles servant à varier le diamètre des roues. (Pl. III, fig. C.)

4. Les aubes amovibles de M. Aubert, chef-conducteur de l'atelier de machinerie du port de Toulon (chap. II, § 10), installées à bord du bâtiment à vapeur le *Phare*, offrent un moyen prompt et facile de relever les aubes pour diminuer le diamètre des roues, lorsque le navire est trop chargé. Les essais qui ont eu lieu le 9 mai 1839 à bord du *Phare* nous ont fourni les observations suivantes :

Le *Phare* ayant 120 tonnes de charbon, son tirant d'eau moyen était de 3^m.665, et l'immersion correspondante du bord supérieur de l'aube la plus basse était de 33.5 centimètres. Les aubes furent relevées du tiers de leur hau-

teur, c'est-à-dire de 20 centimètres vers le centre des roues : l'immersion des aubes n'était donc plus que de 13.5 centimètres. Avec cette disposition, la même distance a été parcourue exactement dans le même intervalle de temps que lorsque les aubes étaient à leur diamètre ordinaire. Néanmoins on ne peut se refuser à croire que, si le bâtiment eût été plus chargé, et par suite les aubes immergées à une plus grande profondeur, ou si la marche eût été ralentie par le vent ou la mer contraires pendant ces deux expériences comparatives, le remontage des aubes aurait procuré une augmentation sensible au sillage du navire. Les réflexions qui précèdent, de MM. Barlow et Mornay, prouvent que l'opinion des mécaniciens est unanime sur ce point. D'un autre côté, on est très souvent exposé à rencontrer des anomalies dans les résultats des expériences sur la marche des bâtiments à vapeur, par les difficultés qu'on éprouve de tenir un compte bien exact des diverses circonstances qui peuvent y apporter des perturbations. Ainsi, dans l'essai qui nous occupe, il est évident que les roues, diminuées de diamètre, faisant deux révolutions de plus (19 à 20 tours par minute) que lorsque les roues étaient à leur diamètre ordinaire (17 à 18 tours), on a eu plus de peine à soutenir la tension de la vapeur dans la chaudière, et que cette tension a baissé sensiblement vers la fin de l'expérience. L'abaissement de la tension de la vapeur et en même temps une vitesse plus grande du piston ont dû diminuer la pression effective de la vapeur sur ce piston, de manière à compenser le bénéfice que devait produire le remontage des aubes dans le but d'améliorer l'action des roues; tandis que précédemment, avec le diamètre ordinaire, cette action des roues n'était que faiblement altérée par le peu d'excédant d'immersion du navire, et par l'état du vent ou de la mer. On n'est donc pas moins porté à admettre que, dans certains cas, la faculté de pouvoir varier le diamètre des roues doit procurer de grands avantages. C'est du reste ce qui a été confirmé peu de temps après par le capitaine du *Phare*, chargé de continuer cette expérience. Dans le rapport de sa campagne du 12 mai au 25 juin 1839, M. Léon du Parc s'exprime ainsi : « Satisfait du résultat obtenu » cette fois, j'en ai tiré, par comparaison avec ce qui a précédé, une première conclusion : c'est que, lorsque la machine à bord du *Phare*, avec » les aubes relevées d'un tiers et avec un temps pareil à celui que j'ai indiqué, ne donnera pas au delà de 18 coups de piston par minute, il y aura » avantage à ce que les aubes restent relevées. Toute la traversée m'a confirmé dans cette manière de voir. Qu'on fasse bien attention que ce n'est » point une opinion personnelle que j'énonce, mais qu'avant d'en venir à

» l'introduction d'un mode qui pourra recevoir une application générale, » j'ai consulté l'état-major du bâtiment, témoin comme moi des faits, et de » suis ici que son écho. » Ajoutons que ce n'est que lorsque les claudières de nos 160 sont neuves qu'elles peuvent fournir de la vapeur avec une tension suffisante, à 20 ou 21 coups, et qu'après quelque temps de service la tension ne se soutient bien qu'à 18 coups.

Dans ces essais, qui avaient pour but de comparer les vitesses de sillage obtenues avec des diamètres de roues différents, le navire a parcouru, alternativement dans les deux sens, la distance entre deux points de relèvement pris sur la côte à l'entrée de la rade de Toulon, afin que les circonstances de vent et de mer fussent autant que possible les mêmes, et que les résultats ne pussent être altérés par l'incertitude des mesures données par le loch. On a pu vérifier en effet que cette distance a été parcourue exactement dans le même espace de temps, au premier essai, lorsque les aubes étaient au diamètre ordinaire, et au deuxième essai, lorsqu'elles étaient rentrées d'un tiers de leur hauteur; tandis que la vitesse mesurée par le loch était sensiblement diminuée dans ce deuxième essai, où le nombre de tours de roues était au contraire plus grand que dans le premier. Ce dernier fait est d'accord avec l'observation de M. J. Perkins (Note VII^e, art. 2), que, plus le nombre de tours de roues est grand, moins les ondulations qu'elles produisent sont fortes, et moins par conséquent le courant déterminé par ces ondulations doit se faire sentir sur le bateau de loch. Nous prenons ici occasion de rappeler que, dans toutes les expériences où il s'agit de calculer exactement les vitesses de sillage des navires à vapeur, il est indispensable de se régler sur une distance entre deux points fixes bien déterminés à terre. Les points de la rade de Toulon qui ont servi pour les essais des aubes amovibles du système Aubert occupent une position très favorable pour ce genre d'expériences; mais leur distance n'avait pas été mesurée d'avance, parce que nous n'avions besoin, dans cette circonstance, que de calculer des rapports de vitesses. Les Anglais ont adopté cette méthode, la seule rigoureuse pour déterminer les vitesses d'épreuves de leurs bâtiments à vapeur: ils ont des distances d'un mille marquées sur les bords de la Tamise; et le capitaine du *Rhadamanthus* nous a dit en avoir fait établir pour le même usage sur l'île de Malte (chap. I, § 4). La réalisation, à Toulon, de cette méthode d'observation pour les progrès de la navigation par la vapeur, n'a pu échapper au zèle éclairé et infatigable de M. le capitaine Léon du Parc, dont le concours nous a été souvent d'une utilité si précieuse dans nos recherches.

EXPÉRIENCES POUR DÉTERMINER LE RAPPORT DE LA VITESSE A LA PUISSANCE
D'UN BÂTIMENT A VAPEUR.

5. (Tredgold, 2^e édition anglaise, *Appendice*, pages 62 à 68, article de M. Barlow.) « La vitesse d'un navire varie, théoriquement, comme la racine cubique de la puissance effective développée par le moteur. Sur les navires destinés à de longs voyages, où un grand nombre de milles doit être parcouru avant qu'on puisse prendre un nouvel approvisionnement de charbon, il devient important de reconnaître par expérience quel est l'accord de cette loi avec la pratique. L'attention du professeur Barlow, un des commissaires nommés par le gouvernement pour faire un rapport sur la communication avec l'Amérique par les bateaux à vapeur passant par València, fut dirigée vers ce sujet, et il obtint de l'amirauté l'autorisation de faire quelques expériences sur les navires de Sa Majesté *l'Echo* et *le Lightning*. Les résultats de ces expériences et les rapports qui les accompagnent sont les suivants :

TABLEAU N° VI. — *Expériences sur le bâtiment de S. M. le Lightning pour déterminer les différences de vitesses dues à diverses tensions de la vapeur, relevées successivement d'heure en heure au moyen des lochs patentés de Massey, entre 8 heures du matin et 3 heures de l'après-midi, le 15 novembre 1836.*

Temps du mouillage du loch.	Trois lochs patentés.			Vitesse moyenne.	Pression ou manomètre.	État du vide.
	Bibord, n° 4924.	À l'avant n° 4550.	Trirbord n° 4326.			
h. m. s.	Milles.		Pleine vapeur.	Milles.	Livres.	Pouces.
9 18 56	0 0 0	0 0 0	0 0 0			
Retiré,				8.26	3 $\frac{1}{2}$	27
10 18 56	8.19	—	8.34			
			Vapeur réduite			
10 45 0	0 0 0	0 0 0	0 0 0			
Retiré,				8.04	1	27 $\frac{1}{2}$
11 45 0	8.03	—	8.05			
			Vent debout, vapeur réduite.			
11 53 0	0 0 0	0 0 0	0 0 0			
12 63 0	7.44	7.42	7.63	7.53	1	27 $\frac{1}{2}$
			Pleine vapeur.			
1 4 0	0 0 0	0 0 0	0 0 0			
2 4 0	7.92	7.91	7.90	7.91	3 $\frac{1}{2}$	27

Moyenne du nombre de coups, à toute vapeur 24 $\frac{1}{2}$.	Vitesse moyenne	8.08 milles.
id.	vapeur réduite 23.	7.78.
	Différence	0.30.
Vapeur employée à toute pression.	Vapeur réduite.	
Atmosphère. 14 $\frac{1}{2}$ livres.	Atmosphère	14 $\frac{1}{2}$ livres.
Au dessus d'id. 3 $\frac{1}{2}$.	Au dessus d'id.	1.
Total. 18.	Total.	15 $\frac{1}{2}$.
Nombre de coups 24 $\frac{1}{2}$.	Nombre de coups	23.
Produit. 441.	Produit.	362.

Puissance employée, à peu près comme 11 à 9. Vitesse 25 à 24.

Premier rapport accompagnant les expériences adressé à sir JOHN BARROW.

Woolwich, 15 novembre 1836.

« Monsieur,

» Je vous ai donné ci-dessus les résultats des expériences faites hier sur le steamer de Sa Majesté le *Lightning*, d'après lesquelles il paraît qu'en réduisant la pression de la vapeur de $3\frac{1}{2}$ à 1 livre on produit une différence dans la vitesse, lorsqu'on marche avec le vent, d'environ $\frac{1}{2}$ de mille par heure seulement, et avec le bout au vent, de moins de $\frac{1}{2}$ de mille par heure, en moyenne $\frac{1}{12}$ de mille par heure, la réduction de la puissance de la vapeur étant entre $\frac{1}{2}$ et $\frac{1}{4}$; de sorte qu'au moyen d'une réduction de vitesse de moins de $\frac{1}{2}$ de mille par heure, ou de 8 milles par jour, un navire, qui ne peut porter actuellement que dix jours de combustible; pourra, avec cette réduction de vitesse, en porter douze, et parcourir un trajet plus long d'environ 330 milles, — c'est-à-dire 2330 milles au lieu de 2000.

» On pourra opérer cette réduction de différentes manières; savoir, soit en réduisant la pression, comme je l'ai pratiqué, employant ainsi une machine d'une moindre puissance, soit en faisant agir la vapeur avec plus d'expansion. La question du meilleur mode à employer doit être résolue par les mécaniciens: tout ce que j'ai eu l'intention de montrer par les expériences, c'est que les questions d'aller le plus vite et d'aller le plus loin sont différentes.

» Signé PIERRE BARLOW. »

*Deuxième rapport adressé à Charles Wood, Esq.*Woolwich, 1^{er} mars 1837.

Monsieur,

En conséquence de la demande de sir Charles Adam, je vais vous donner un extrait succinct de mes expériences sur les steamers de Sa Majesté *l'Echo* et *le Lightning*, et les conclusions que j'en ai tirées, quoiqu'elles demandent peut-être à être confirmées par une ou deux autres expériences.

Il est bien connu que la résistance de l'eau sur un corps qui se meut dans ce liquide croît beaucoup plus rapidement que dans le rapport de la vitesse; et, par conséquent, que la quantité de combustible nécessaire pour augmenter la vitesse à partir d'une vitesse quelconque donnée, comme, par exemple, de 9 milles à 9 $\frac{1}{2}$ milles, croîtra beaucoup plus que dans cette dernière proportion. En effet, en se contentant de la première vitesse, le même combustible portera dans quelques cas le navire 100 ou 200 milles plus loin qu'avec la seconde.

Telles étaient mes vues théoriques sur ce sujet; et avec la permission des lords commissaires de l'amirauté j'y ai joint le témoignage de l'expérience sur les deux navires précités: car j'ai obtenu pour résultat qu'en réduisant la puissance, et par suite la dépense du combustible, d'un sixième, la vitesse étoit seulement réduite d'un vingt-quatrième. Ce résultat est confirmé à un haut degré par les expériences antérieures du capitaine Oliver sur le steamer de Sa Majesté *la Dee*.

Je considère donc qu'il serait à désirer que les capitaines qui commandent les navires à vapeur de Sa Majesté fussent bien mis au courant de ces faits, et qu'il leur fût recommandé, lorsque leurs navires ne se trouvent point avoir de destination qui réclame la plus grande vitesse (à tout prix), et quand le vent et le temps sont favorables, de marcher à une pression en sus de l'atmosphère, moindre que d'ordinaire.

Cela peut être obtenu en donnant moins d'activité aux feux, sans qu'on ait besoin d'autre changement; et l'on aura toujours la liberté de retrouver toute la force si quelque circonstance l'exige.

Il n'y a point de doute, je crois, que cette pratique, pour les cas que j'ai supposés, fournira le moyen de parcourir une même distance à raison de

9 milles par heure, avec $\frac{1}{2}$ de moins de combustible, que si la vitesse était maintenue toute la traversée à 9 $\frac{1}{2}$ ou 9 $\frac{3}{4}$ milles par heure.

» Signé PIERRE BARLOW. »

Les expériences sur le navire de Sa Majesté *la Dee* citées dans ce rapport comme confirmant celles de l'*Echo* et du *Lightning* sont les suivantes :

TABLEAU N° VII. — *Expériences sur la relation entre la vitesse et la puissance du navire de S. M. la Dee, dans sa traversée de Portsmouth aux Dunes. — Tonnage, 705; puissance, 200 chevaux; chaudières en fer; pression sur la soupape de sûreté, 3 livres et demie; roues ordinaires; constructeurs, Maudslay et Compagnie.*

Dates en heures.	Souds.	Route.	Vents.		Mer.	Immersions.		Souds à gorgée.	Vitesse.	Yards de route.		Chaudières.		Pression de l'eau.	Masse d'eau.	Baromètres.		Remarques.
			Direction.	Force.		Arrière.	Avant.					Chaudières.	Quelles.			Baromètre.	Thermomètre.	
1632	8	—	calme	—	—	13.4	12.2	0	•	16	20	Bush.	—	6	3	25	28 $\frac{1}{2}$	Plaine puissance, six feux.
	7.2	—	—	—	—	•	•	•	•	16	15	—	—	4	2	—	—	Retiré un feu à chaque corps de chaudière.
	6.4	—	debout	4	—	•	•	•	•	14	14	—	—	4	—	—	—	Deux puissance, les feux d'un corps à l'autre.
	6.3	—	—	4	—	•	•	•	•	13 $\frac{1}{2}$	10	—	—	3	2	—	—	

Maximum de vitesse à pleine puissance

8.2 nœuds.

Un feu abattu sous chaque chaudière

8.0

Vitesse maximum, le bout plus au vent, les feux retirés sous un corps de chaudière et en pleine activité sous l'autre

6.2

Ainsi, on obtient $\frac{1}{2}$ de la vitesse avec $\frac{1}{2}$ du combustible, le bâtiment étant chargé.

TABLEAU N° VIII. — Bâtiment de S. M. le Phénix. — Tonnage, 815; chaudières en fer; pression sur la soupape, 3 livres et demie; roues ordinaires.

Date.	Vents.	Route.	Vents.		Mer.	Immersion.		Voile.	Nombre de tours.	Charbon.		Baromètre.		Remarques.
			Direction.	Force.		Arrière.	Avant.			Consommation.	Qualité et poids.	Nombre de feux.	Baromètre.	
1854										Bush.				Chaudières en deux corps; six feux, trois dans chaque corps.
Juillet	8.4		Debout.	1					16	15		6	28	28
25	8.6			4					17	17				
Mai	8.6	O.-N.-O.		5					17	15		4		
24	9.	N.-O.	N.-E.	5				Voiles.	16	15				
25	9.2	O. $\frac{1}{2}$ N.-O.	E.	6					18	15				
27	3.6	E. $\frac{1}{2}$ S.-E.	E. $\frac{1}{2}$ S.-E.	6					10	15		6		
"	5.6	E.-S.-E.	S.-E.	6	Clapot.				12	14		6		
29	8.2	E. $\frac{1}{2}$ N.-E.	N.-E.	4					16	15		4		
Juin	20	9.2			Unie.			Voiles.	18	15		6		
"	9.				Calme.									Le yacht royal George à la remorque.
Juillet	6	7.2	E. $\frac{1}{2}$ S.-E.	E.-S.-E.	4	Clapot.	14.9	13.2	15	15		6		
9	6.2	O. $\frac{1}{2}$ N.-O.	O. $\frac{1}{2}$ N.-O.	5					15	16 $\frac{1}{2}$		6		
Août	15	4.6							12	16 $\frac{1}{2}$		6		
16	8.4	O. $\frac{1}{2}$ N.-O.	N.-E.					Voiles.	17	16 $\frac{1}{2}$		6		

Avec pleine puissance, 8.4 à 8.6 nœuds, 6 feux, 13.17 bushels, Modérés, et beau temps.

Réduite, 8.2 à 8.6 " 4 " 15 "

Avec les voiles, 9.0 à 9.2 " 4 " 16 "

Pleine puissance, 3.6 à 6.6 " 6 " 14.15 " Fraîche, et forte de l'avant.

Un yacht à la remorque.

Pleine puissance, 9.2 nœuds, 6 feux, 15 bushels, Cinq voiles dehors.

7.2 " 6 " 15 " Modérés, debout au vent.

4.6 " 6 " 15 " Fraîche, id.

» On n'a rien obtenu de satisfaisant en n'employant qu'une seule chaudière. Le charbon du pays de Galles donne une économie de $\frac{1}{2}$ sur le charbon écossais, quoiqu'il ne soit pas de la meilleure qualité. On a deux tours à peu près par noeud, et le tableau est formé suivant les indications du lieutenant T. Baldoek.

» Signé ROBERT OLIVER. »

» Les résultats de ces expériences, quoique ne suffisant pas par leur coïncidence pour établir la loi exacte du rapport de la vitesse à la puissance effective, s'accordent pour montrer que le dernier mille ou demi-mille de la vitesse est obtenu avec une très grande dépense de combustible, et que, dans les circonstances où par suite de la longueur de la traversée il y aurait difficulté d'être muni d'un approvisionnement suffisant de combustible, on pourra obtenir une grande économie en sacrifiant quelque peu de la vitesse.

» Cette économie, dans l'état actuel des machines, ne pourra peut-être s'obtenir avec plus d'efficacité que par le mode adopté par M. Barlow dans ses expériences sur le *Lightning*, savoir, en employant la vapeur à une pression très peu au dessus de l'atmosphère; ce qui, de beau temps, quand la machine peut donner à peu près son nombre réglé de tours de roues, produira une très petite diminution de vitesse; et, dans les circonstances où quelque augmentation de puissance pourra être nécessaire pour la sûreté et la manœuvre du navire, on obtiendra immédiatement cet effet par l'addition d'un poids sur la soupape de sûreté.

» En se reportant aux expériences sur le *Lightning*, on verra que l'accroissement de vitesse par une pression additionnelle de vapeur dans la chaudière est beaucoup moindre en proportion du combustible consommé que ne l'indique la loi de la théorie; ce qui provient probablement de ce que le vide du condenseur est beaucoup moins parfait dans ce cas, de manière que la puissance effective est moindre que dans la proportion de la consommation de vapeur. C'est un argument de plus en faveur de l'emploi de la basse pression pour les bâtiments marins, et les machines auront, en outre, à supporter une moindre fatigue, et seront moins susceptibles d'être mises hors de service.

» C'est cependant une opinion très répandue, mais entièrement opposée aux résultats obtenus ci-dessus, que par l'accroissement de la puissance en proportion du tonnage on devra consommer moins de combustible pour un tra-

jet d'une longueur donnée. En effet, le docteur Lardner, dans son ouvrage sur la machine à vapeur, établit « que les résultats obtenus de l'expérience dans la navigation des mers qui nous environnent, et particulièrement à l'égard des paquebots - poste de la station de Liverpool, ont clairement prouvé le fait que par l'accroissement du rapport de la puissance au tonnage on obtient actuellement une économie de combustible pour une distance donnée » ; — anomalie qu'il explique par la diminution de tirant d'eau produite par une vitesse additionnelle.

La question du rapport le plus économique de la puissance au tonnage étant un des sujets les plus importants pour les bâtiments destinés à de longs voyages, nous avons cherché à obtenir autant de faits et d'expériences que possible sur les temps de traversées de mer de différents navires, eu égard au tonnage et à la force en chevaux; et on a trouvé, dans tous les cas, que la consommation de combustible est d'autant moindre que la puissance est faible en proportion du tonnage.

Pour l'éclaircissement de ce qui précède, nous donnons le tableau suivant, tiré des rapports parlementaires sur la navigation à vapeur pour l'Inde, contenant les durées des voyages des steamers de l'amirauté à Corfou et Patras et retour, trajet de 5200 milles, fait par neuf différents navires, inégaux en tonnage et en puissance. Ces voyages étant d'une grande étendue, et accomplis dans toutes les variétés de temps, nous les avons choisis comme fournissant les meilleures données possibles pour découvrir la vérité de la question ci-dessus.

Les colonnes 1, 2, 3, 4, 5 et 7, du tableau, sont extraites du rapport parlementaire telles qu'elles y sont indiquées; les autres colonnes sont obtenues par le calcul. La colonne 6 est le nombre de tonneaux par force de cheval obtenu en divisant le tonnage mesuré par la force nominale. La colonne 8 est le temps sous vapeur pour chaque voyage, déduit de la colonne 7 en retranchant les temps d'arrêts de celui de la totalité du voyage. La colonne 9 donne les moyennes de la précédente. La colonne 10 est la consommation actuelle de charbon pendant le voyage, comptée sur le pied de 8 livres par force de cheval et par heure, ce qui (comme M. Field l'a établi dans son interrogatoire) est à très peu près la consommation moyenne de toutes les machines. La colonne 11 est obtenue en divisant la consommation totale par le tonnage, et elle donne le poids par tonneau consommé durant le voyage, et conséquemment exprime l'économie relative de chaque navire.

TABLEAU N° IX. — *Traité exécuté par les péqu沿海 de l'Amérique, depuis l'extension de leurs voyages à Corfou et Patras; en même temps leurs puissances et tonnage relatif, et les conséquences qui en ont été déduites par le calcul.*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Date du départ du Painouth.	Nom du navire.	Tonnage à l'ancre de la machine.	Puissance nominale de la machine.	Genre de roue.	Nombre de pieds de roue par cheval.	Durée du voyage, en jours et heures.	Nombre de jours dans le port.	Temps sans vapeur pour chaque cheval.	Consommation de charbon par cheval et par heures.	Remarques.	
Août 1850	Friedland.	400	140	Ordinaire.	3.54	43	33	33	887,010	4788	Beau temps.
Septembre 1850	Columbia.	500	150	M.	3.00	54	44	42	907,800	3088	Variable, mais les chaudières fuyent, et le navire est obligé de s'arrêter, et de rentrer à Brest. Perte de 2 jours, comprise dans les 48.
Janvier 1851	Columbia.	500	100	Morgue.	3.60	48	31	34	632,800	1912	Fortes brises, favorables et contraires.
Janvier 1851	Columbia.	500	100	M.	3.60	48	34	34	632,800	1912	Variable et gros temps.
Octobre 1851	Afrasia.	500	80	Ordinaire.	3.30	51	39	39	599,010	2140	Fortes brises généralement contraires.
Novembre 1851	Flamer.	400	130	Morgue.	4.13	50	33	39	599,010	2140	Variable.
Mars 1852	Flamer.	400	130	M.	4.13	43	31	31	722,070	1177	Variable N.-O., de Gibraltar en Angleterre.
Juin 1852	Flamer.	400	130	M.	4.13	58	39	39	722,070	1177	Très violent; relâché à Gibraltar au profit 11 jours, compris dans les 51.
Novembre 1852	Flamer.	400	130	M.	4.13	40	28	28	722,070	1177	Variable et dur, mais généralement favorable.
Avril 1853	Flamer.	400	130	M.	4.13	56	44	44	722,070	1177	Variable et contraire, excepté de Gibraltar avec le S.-O.
Décembre 1853	Herzog.	720	140	Ordinaire.	5.21	56	44	44	1,126,900	4544	Arrêt de 4 jours pour la rupture d'une hélice.
Avril 1854	Herzog.	720	140	M.	5.21	53	40	43	1,126,900	4544	Variable et mauvaise.
Septembre 1854	Baron.	720	140	M.	5.21	54	42	42	1,612,800	2809	Fortes brises et courages de l'ouest.
Janvier 1855	Messager.	720	300	M.	5.45	54	48	48	1,612,800	2809	Fortes brises, généralement contraires.
Janvier 1855	Alban.	804	100	M.	2.94	69	37	37	1,612,800	2809	Fortes brises, généralement contraires.
Février 1855	Freder.	560	140	M.	4.00	67	45	57	1,612,800	2809	Fortes brises, généralement contraires.
Mai 1855	Freder.	560	140	M.	4.00	48	36	36	1,612,800	2809	Arrêt de 4 jours pour la rupture d'une hélice.
Avril 1855	Freder.	560	140	M.	4.00	44	34	34	1,612,800	2809	Variable.
Octobre 1855	Freder.	560	140	M.	4.00	44	34	34	1,612,800	2809	Base temps.
Février 1856	Freder.	560	140	M.	4.00	44	34	34	1,612,800	2809	Vents légers en allant à Gibraltar; rencontré avec le S.-O., toute la traversée, mais 6 jours sans vent.
Janvier 1856	Freder.	560	140	M.	4.00	44	34	34	1,612,800	2809	Variable et gros temps.
Janvier 1856	Freder.	560	140	M.	4.00	44	34	34	1,612,800	2809	Modéré et variable.

» En examinant ce tableau on verra que les bâtiments ayant des roues semblables dont le tonnage est grand en proportion de la puissance en chevaux consomment dans tous les cas moins de combustible par tonneau durant le voyage. Par exemple, *l'Hermes*, qui a le plus fort tonnage proportionnel, savoir 5.21, a une consommation par tonneau de 1544 livres, moitié de celle de *l'Alban* (savoir 3723) dont le tonnage est aussi le moindre (savoir 2.94) par force de cheval.

» Dans les bâtiments ayant des roues Morgan, le plus grand tonnage proportionnel est celui du *Flamer*, savoir 4.13 par force de cheval; sa consommation par tonneau est de 1477. Pour la *Columbia*, le tonnage proportionnel est 3.60, et la consommation par tonneau 1833.

» La comparaison la plus directe dans le tableau est entre *l'Hermes* et le *Messenger* : ces bâtiments ayant même tonnage et même système de roues, mais une force différente, — le premier étant de 140 chevaux, et le second de 200, — la consommation de *l'Hermes* n'est pas plus des $\frac{2}{3}$ de celle du *Messenger*.

» Comme confirmation additionnelle de ces résultats, j'ai donné le tableau suivant du temps moyen pour plusieurs traversées, entre Liverpool et Kingstown, des paquebots-poste *Comet*, *Etna*, *Thetis* et *Dolphin*, de janvier à juin 1837, avec la quantité de charbon consommé, et les colonnes calculées de la même manière que dans le tableau précédent.

TABLEAU N° X. Travail exécuté par les paquebots-poste de S. M. entre LIVERPOOL et KINGSTOWN.

Nom du bâtiment.	Tonnage.	Puissance en chevaux.	Tonnage par force de cheval.	Moyenne.	Vitesse Moyenne.	Consommation de charbon par heure.	Consommation de charbon durant le voyage.	Charbon par tonneau durant le voyage.	Remarques.
				heures. min.	Miles.	Livres.	Livres.	Livres.	
Comet.	437	199	2.30	13 32½	8.86	2632	35640	81.5	moy. de 6 traversées.
Etna.	365	150	2.43	14 26	8.31	1904	27480	75.3	id.
Thetis.	391	160	2.47	12 47	9.38	2000	25560	65.4	id.
Dolphin.	331	166	2.00	12 18	9.79	2285	28105	64.9	id. de 5 traversées.

» Ces résultats, comme on peut le voir, confirment ceux obtenus par les paquebots de la Méditerranée: la consommation étant moindre par tonneau durant le voyage, quand le tonnage du navire est le plus grand en proportion de la force en chevaux.

» Nous pouvons donc hardiment conclure que l'idée d'une économie de combustible obtenue par un accroissement de la puissance du navire est erronée. Il peut arriver, dans des circonstances particulières, qu'une puissance additionnelle produise une économie; mais, généralement parlant, on peut compter qu'on obtiendra une grande économie de combustible en diminuant autant que possible la puissance du bâtiment, pourvu qu'elle soit rendue à volonté suffisante pour la sûreté et la manœuvre du navire, lorsque les circonstances l'exigeront.

6. JOURNAL DU TEMPS, ET DE LA ROUTE, *calculé pour montrer l'avantage de l'emploi des voiles sur les bâtiments à vapeur qui ont à faire de longues traversées en pleine mer, et qui ont une mâture et un gréement propres à leur permettre de déployer la plus grande étendue de voilure, avec la condition que, étant sous vapeur, les mâts et les vergues offriront la moindre résistance possible; par le capitaine Robert Oliver, R. N. (Tredgold, Appendice, page 78.)*

» Dans les navires à vapeur bien proportionnés, sous vapeur et sous voiles (capables de porter à 4 quarts du vent, et de là à $5\frac{1}{2}$, suivant l'étendue et la force de la mer), la vitesse est considérablement accrue au moyen des voiles, et par suite un grand soulagement est apporté aux machines et au navire.

» On doit donc considérer, lorsque la vitesse se trouve trop réduite par l'emploi seul de la vapeur à cause de la résistance du vent et de la mer, si on ne pourrait pas, en augmentant la vitesse par le secours voiles, atteindre dans un temps égal et même moindre un point qui se trouve directement dans le lit du vent. Par exemple, si la vitesse par les causes indiquées ci-dessus était réduite à 3 nœuds par heure, et que la distance à parcourir directement fût de 2300 milles, le temps employé à faire ce chemin serait de 767 heures; mais, faisant de la voile et portant à 4 quarts (élevant ainsi la vitesse à $4\frac{1}{2}$ nœuds), le même point d'arrivée sera atteint en 723 heures, en parcourant une route oblique de 3253 milles.

» Autrement, que le vent permette au bâtiment de porter à 2 quarts de

la route directe , et que son emploi procure le même accroissement de vitesse, la traversée se fera en 668 heures, en parcourant une route oblique de 3005 milles.

» D'autres vitesses apportent pareillement des avantages; et, en consultant la table suivante, on peut les apprécier avec exactitude.

» Le fait étant bien reconnu que les bâtiments à vapeur de l'état, avec les roues libres, peuvent louvoyer entre 11 quarts du lit du vent, avec une vitesse de 8 nœuds, à 6 quarts le vent deviendra donc portait pour la route à faire. A ce point, et au-delà, les voiles procureront fréquemment au navire une vitesse dépassant le maximum que pourrait imprimer la machine, et en même temps la consommation entière du combustible, la fatigue et l'usure de la machine, seront épargnées.

» Ces avantages sont plus applicables aux longues traversées, où le vent est rarement droit debout pendant un temps considérable, mais dont les changements permettent de parcourir une longue ligne sur un bord ou sur l'autre. »

TABLE DU TEMPS ET DE LA ROUTE, dans le but de montrer l'avantage obtenu comparativement par un bâtiment à vapeur naviguant en route oblique et s'aidant de ses voiles, sur ce que ferait le même navire qui suivrait la route directe, sans les voiles, et avec une vitesse diminuée.

Distances.	Distances par le loch, parcourues dans la route de la route.	Vitesse par heure en milles nautiques.																	
		3	3 $\frac{1}{2}$	4	4 $\frac{1}{2}$	5	5 $\frac{1}{2}$	6	6 $\frac{1}{2}$	7	7 $\frac{1}{2}$	8	8 $\frac{1}{2}$	9	9 $\frac{1}{2}$	10			
directe.	Milles	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.	h.			
1/2 de la route	2300	767	667	575	511	460	418	383	354	328	307	287	271	256	242	230			
2/3 de la route	2705	902	793	676	601	541	492	451	416	386	361	338	318	301	285	270			
3/4 de la route	3005	1002	885	751	668	601	546	501	462	429	401	376	354	334	316	300			
4/5 de la route	3190	1063	911	797	709	638	580	532	491	456	425	399	375	355	336	319			
5/6 de la route	3253	1086	929	813	723	651	591	542	501	465	434	407	383	361	342	325			
6/7 de la route	3440	1186	1183	1035	920	828	753	690	627	591	552	517	487	460	436	416			

NOTE II.

DE LA NAVIGATION PAR LA VAPEUR DANS LES LONGUES TRAVERSÉES, ET DE SON APPLICATION AUX GRANDS BATIMENTS CONSTRUITS EN ANGLETERRE POUR LES VOYAGES TRANSATLANTIQUES.

1. Dans les projets qui ont pour but l'extension des communications par la vapeur, il faut considérer, eu égard au genre de destination du bâtiment, les relations les plus avantageuses qui doivent exister entre la capacité ou le tonnage du navire, la puissance et le poids de l'appareil, l'emplacement nécessaire à cet appareil et à un approvisionnement suffisant de combustible, et la vitesse moyenne de sillage qui peut être obtenue dans les diverses circonstances, favorables ou contraires; de vent ou de mer.

L'espace réservé aux machines et au charbon est subordonné à la longueur du voyage que le bâtiment doit effectuer sans être obligé d'avoir recours à un nouvel approvisionnement de combustible. Si le voyage est court, l'espace destiné au charbon peut être proportionnellement limité, et un plus grand emplacement réservé pour l'appareil; d'où il suit que plus le voyage est court, plus les machines peuvent être puissantes comparativement au tonnage du navire, et plus le navire acquiert proportionnellement de la vitesse. Tel est le cas des paquebots transportant des passagers à de courtes distances, et dont la promptitude de la traversée est la condition principale. Si, au contraire, le voyage doit être long, un plus fort approvisionnement de charbon devient nécessaire, et il reste moins d'espace pour loger le mécanisme; et, dans le cas où la promptitude de la traversée serait d'une considération secondaire, il y aurait de l'avantage à diminuer la puissance comparativement au tonnage, ainsi que nous l'avons démontré (chap. I, § 8).

En général on admet que, pour les bateaux à vapeur faisant les trajets les plus courts, la proportion de la puissance de la machine, relativement au tonnage du navire, doit être de 1 cheval pour 2 tonneaux de port (ou 3 tonneaux de poids ou déplacement d'eau); et pour les longs voyages, de 1 cheval pour

4 tonneaux de port (ou 6 tonneaux de déplacement); les voyages d'une durée intermédiaire passant par les proportions intermédiaires (1).

D'après les relevés de 51 voyages faits par les bâtiments à vapeur de l'amirauté anglaise, de Falmouth à Corfou et retour, pendant quatre ans, jusqu'en juin 1834, on a trouvé que la vitesse par la vapeur, déduisant les arrêts et calculant sur la ligne la plus directe entre les points de départ et d'arrivée, était moyennement de 7.25 milles anglais = 6.3 milles nautiques par heure (2). Les navires qui ont fait ces voyages étaient de 350 à 700 tonneaux de

(1) « La proportion convenable entre la puissance et le tonnage des bâtiments à vapeur varie de 2 à 4 tonneaux par force de cheval; cela dépend de l'emploi du bâtiment et de la longueur de ses traversées. — La plus grande proportion du tonnage pour des bâtiments faisant de longs trajets de mer peut être établie à 4 tonneaux par cheval; pour les courtes traversées sur mer, à 3 tonneaux par cheval; et pour les bateaux de rivière, tels que ceux de Margate et de Gravesend, à 2 tonneaux. — Une forte puissance sur de petits navires procure une grande vitesse. Mais ils ne peuvent porter qu'une petite quantité de charbon et se trouvent bientôt démunis tandis que les grands navires, pouvant embarquer un plus grand approvisionnement de combustible, sont en mesure de marcher plus long-temps et conséquemment de parcourir de plus fortes distances. — Il suit de là que pour les grands voyages la vitesse doit être moindre; que, plus la puissance est faible, plus on a d'emplacement pour le combustible ou plus le nombre de jours de charbon qu'on peut embarquer est grand, puisqu'une moindre puissance ne consomme dans un même temps qu'une quantité à peu près proportionnelle de combustible. — Il est cependant des cas où la plus forte puissance consomme proportionnellement moins pour une même distance, c'est lorsqu'on marche contre le vent ou le courant; mais en calme et avec bons vents, cela n'a pas lieu. » (*Enquête de la Chambre des Communes sur la navigation à vapeur pour l'Inde, 1834*, M. Field, n° 694 et 699 à 704.)

(2) Cette donnée a servi de base à tous les calculs des projets faits en Angleterre pour la navigation transatlantique, notamment au docteur Lardner (*Traité de la Machine à vapeur*, chap. 12), qui en conclut que la limite extrême des voyages possibles sous vapeur sans qu'il y ait lieu à se ravitailler de combustible n'est que 2000 milles, tandis qu'actuellement la traversée de New-York est de 3000 milles nautiques. Il est à remarquer que la moyenne des 9 bâtiments du *Tableau* n° XI, art. 3 de cette note, est aussi de 6.3 milles nautiques par heure; leur moyenne de vitesses normales pouvant s'estimer à 9 milles nautiques par heure (chap. 1, § 7.)

port mesuré, et munis d'appareils de la force de 100 à 200 chevaux; la proportion de leur puissance à leur tonnage variait de 1 cheval pour 3 tonneaux de port à 1 cheval pour 4 tonneaux.

Cette vitesse de 7.25 milles anglais ou 6.3 milles nautiques, obtenue par les bâtiments à vapeur faisant la traversée d'Angleterre aux îles Ioniennes, est la moyenne qui résulte de plusieurs voyages entrepris avec diverses circonstances de temps. Dans les très longs voyages il est fort rare qu'un bâtiment à vapeur puisse marcher sans éprouver d'interruption. La grosse mer à laquelle il se trouve parfois exposé occasionne des dérangements accidentels dans ses machines et principalement dans ses roues. Si un voyage est entrepris dans des circonstances où un vent généralement contraire doit prévaloir, il faut compter sur une vitesse moindre que la moyenne obtenue dans les temps ordinaires, ou, ce qui est la même chose, sur une plus grande consommation de combustible pour une distance donnée. Contre une forte brise avec un temps où un bâtiment à voiles prendrait deux ris aux huniers, un bâtiment à vapeur de 100 à 200 chevaux ne peut faire plus de 2 à 3 milles à l'heure, surtout s'il a encore contre lui une forte mer.

En portant moyennement à 9 nœuds la vitesse normale en eau calme des bâtiments qui ont réalisé de tous les temps une vitesse moyenne de 6.3 nœuds, on voit que celle-ci est les $\frac{2}{3} + \frac{1}{12}$ de la première. Ce rapport s'accorde assez exactement avec celui qui résulte des traversées entre Toulon et Alger, effectuées par nos bâtiments à vapeur de 160: leur vitesse moyenne a été trouvée de 6.1 à 6.2 nœuds; ce qui suppose, pour le même rapport, une vitesse normale de 8.714 à 8.857 de ces bâtiments, et l'on sait en effet que la plupart de nos 160 n'ont pu atteindre jusqu'à 9 nœuds lors des épreuves en eau calme (*Voyez* chap. I, § 6, sur les expériences comparatives du *Cerbère* et du *Papin*).

Nous adopterons donc le rapport $\frac{2}{3} + \frac{1}{12}$; 1, de la vitesse moyenne des traversées de mer à la vitesse normale d'épreuve en eau calme, dans les applications aux bâtiments construits pour les voyages d'Angleterre aux Etats-Unis d'Amérique. On conçoit que les vitesses moyennes des navires à vapeur obtenues dans les diverses circonstances de vent et de mer et dans les mêmes parages doivent être proportionnelles à leurs vitesses normales. Toutefois nous observerons que la proportion augmente avec les dimensions ou la grandeur du bâtiment: car les grands navires à vapeur, de même que les grands navires à voiles, sont moins influencés que les petits par les mouvements des vagues ou par les roulis et les tangages; et, à la limite, une fai-

ble embarcation ne pourrait tenir la mer dans des circonstances qui retarderaient peu la marche des gros vaisseaux. D'un autre côté la moyenne des temps favorables ou contraires varie suivant les parages. Les contrariétés de vent et de mer sont plus nombreuses dans les traversées d'Amérique que dans celles de la Méditerranée, ainsi qu'on peut le vérifier d'après les voyages antérieurement effectués par les paquebots à voiles. Les résultats de nos applications aux bâtiments à vapeur qui font actuellement les voyages transatlantiques étant confirmés de la manière la plus satisfaisante par ceux de la pratique (voyez plus loin ces applications), on doit admettre qu'il y a eu compensation dans les effets des deux causes que nous venons de signaler comme pouvant faire varier en sens contraire la vitesse moyenne de ces bâtiments.

On évalue en Angleterre à 10 livres = 4.534 kilogrammes par force de cheval et par heure la consommation moyenne de charbon des chaudières des bâtiments à vapeur de 100 à 200 chevaux, tandis que celle des chaudières à basse pression employées à terre est de 15 livres. Cependant M. Field, associé de MM. Maudslay, dans son interrogatoire par la commission d'enquête de la chambre des communes sur la navigation pour l'Inde, établit, d'après ses observations et des expériences faites à diverses époques; que la consommation moyenne des chaudières marines est seulement de 8 livres = 3.627 kilogrammes par cheval et par heure. Les machines marines construites suivant le système de MM. Maudslay et Field consomment en effet proportionnellement moins de vapeur que celles de même force des autres fabricants; et le rapport de ces consommations est de $\frac{7}{10}$ à $\frac{8}{10}$, par exemple, entre le système Maudslay et le système Fawcett, modèle *Sphinx*. (Chap. II, § 6.) En supposant que les chaudières Fawcett de 160 chevaux consomment moyennement $17\frac{1}{2}$ tonneaux par jour, ou 4.557 kilogrammes par cheval et par heure (consommation moyenne des bateaux entre Toulon et Alger), les chaudières Maudslay de même force ne devraient consommer proportionnellement que $\frac{7}{10} \times 17.5 = 12.25$ tonneaux par jour, ou 3.544 kilogrammes par cheval et par heure. On a calculé à 609 tonneaux, 390 kilogrammes l'approvisionnement de charbon pour 20 jours du steamer de 450 chevaux le *Great-Western* (machines Maudslay); ce qui suppose une consommation moyenne de 2.82 kilogrammes par heure et par cheval. En général, les grandes chaudières consomment proportionnellement moins de charbon que les petites (3), parce qu'elles exigent aussi, proportionnellement,

(3) - Une grande machine est plus économique qu'une de force moindre: elle con-

une moindre surface de chauffe, et qu'il y a moins de perte de chaleur par la radiation ou le refroidissement des parois extérieures; l'on a aussi adopté récemment en Angleterre l'usage d'entourer ces parois de corps mauvais conducteurs. Des expériences comparatives sur des chaudières de différente force, dans le même système de construction et dans le même état d'entretien, peuvent seules déterminer ces proportions. (Chap. II, § 8, III^e Tableau.)

Application des principes précédents aux bâtiments à vapeur construits en Angleterre pour les voyages transatlantiques.

2. Le tableau suivant est extrait du rapport d'enquête de la Chambre des Communes d'Angleterre sur les bâtiments à vapeur, 31 mai 1839, p. 23.

Dimensions.	Great-Western.		British-Queen.		President.	
	mes. angl.	mes. franç.	mes. angl.	mes. franç.	mes. angl.	mes. franç.
Longueur extrême.	236 ^{feet}		275 ^{feet}		265 ^{feet}	
Do sur le pont.	212	64 ^m .615	245	74 ^m .674	278	73 ^m .540
Do sur la quille.	205		225		220	
Largeur en dedans des tambours (L).	35 ^{feet} 4 ⁱⁿ	10 ^m .769	40	12 ^m .192	41	12 ^m .406
Do en dehors. do	59 8		64		64	
Profondeur de la cale au milieu du bâtiment.	25 2		27 ^{feet} 6 ⁱⁿ		25 ^{feet} 6 ⁱⁿ	
Tonnage d'empare.	679 ^{tons}		1,005 ^{tons}			
Tonnage de l'emplacement des machines.	641 ^{tons}		965			
Tonnage total.	1,321		2,016		1,810 ^{tons}	
Puissance po chevaux des machines.	450 ^{horse}		500 ^{horse}		548 ^{horse}	
Diamètre des cylindres.	73 ^{inch}		77 ⁱⁿ		80 ⁱⁿ	
Longueur de la course.	7 ^{feet}		7 ^{feet}		7 ^{feet} 1 ^{inch}	
Diam ^{tre} des roues à aubes.	28 ^{feet} 9 ⁱⁿ		30 ^{feet} 6 ⁱⁿ		31	
Poids des machines, chaudières et eau.	480 ^{tons}		500 ^{tons}		500 ^{tons}	
Poids du charbon pour 20 jours.	600	609 ^{tons} 280 ^{lb}	750	761 ^{tons} 737 ^{lb}	750	761 ^{tons} 757 ^{lb}
Consommation par cheval et par heure.		2 ^{lb} .811		3 ^{lb} .174		2 ^{lb} .938
Poids de la cargaison.	250		500		750	
Tirant d'eau avec les poids ci-dessus.	16 8 ⁱⁿ	5 ^m .680	16 ^{feet} 7 ⁱⁿ	5 ^m .654	17 ^{feet}	5 ^m .181

« somme, proportionnellement, moins de charbon, à mesure que sa force augmente. » (*Enquête de la Chambre des Communes, navigation à vapeur, 1834, Témoignage de M. Joshua Field, n^{os} 848 et 849.*)

Nous supposons ces trois bâtiments semblables à la *Medea*, dont nous avons le plan, et qui, par la finesse des formes de la carène, tient à peu près le milieu parmi les steamers destinés à la grande navigation maritime, et nous prendrons pour tirant d'eau normal celui qui correspond à la moitié du chargement complet en combustible. — La longueur au pont de la *Medea* est de 54^m.669, sa largeur en dedans des roues 9^m.66, son tirant d'eau en charge (avec 325 tonneaux de charbon) 4^m.32, son tirant d'eau de moyenne charge (avec 162 tonneaux 5^m de charbon) 3^m.95, et le déplacement moyen pour 1 centimètre d'épaisseur de la tranche de carène comprise entre ces deux tirants d'eau, 4 tonneaux 46^{kg}. Nous aurons par analogie :

	Great Western.	British Queen.	President.
Charge complète en combustible.	606 ^t .508 ^{kg} .	761 ^t .737 ^{kg} .	761 ^t .737 ^{kg} .
Tirant d'eau correspondant.	5 ^m .070	5 ^m .054	5 ^m .181
Charge moyenne en combustible.	304 ^t .693	386 ^t .368	386 ^t .368
Déplacement pour 1 ^m d'immersion de la tranche entre la charge complète et la charge moyenne.	5 .576	7 .689	7 .635
Tirant d'eau corresp ^d à la charge moy., ou tir. d'eau normal.	4 ^m .562	4 ^m .559	4 ^m .684
Profond. de carène à ce tir. d'eau (tabl. de quille=0 ^m .30).L(T).	4 .362	4 .279	4 .384

En remplaçant L et T par leurs valeurs correspondantes, et faisant $K=0.007$, $\lambda=0.8$ (chap. I, 1^{er} Tableau), nous aurons :

$\frac{F}{L^2 T}$ ou surface immergée du maître-couple. $\frac{F}{L^2 T}$ ou nombre de chevaux par mètre carré de cette surface. $\sqrt{\frac{F}{K L T}} = V$ ou vitesse normale au temps calme. $\left(\frac{2}{5} + \frac{1}{30}\right) V$ ou vitesse moyenne de tous les temps. $\frac{2000}{\left(\frac{2}{5} + \frac{1}{30}\right) V}$ ou temps moyen pour parcourir 2,000 milles nautiques, entre Bristol et New-York.	36 ^m .187 12 ^h .25 42 ^m .05 8 .435 25 ^m .66 14 ^h 19 ^m 40 ^s	41 ^m .540 12 ^h .05 11 ^m .97 8 .579 35 ^m .038 14 ^h 22 ^m 2 ^s	47 ^m .826 12 ^h .32 12 ^m .07 8 .449 33 ^m .07 14 ^h 19 ^m 4 ^s
--	--	--	---

On voit, d'après les résultats de ces calculs, que le *President*, de 540 chevaux, n'aura pas plus de vitesse que le *Great-Western*, de 450; mais il transportera trois fois plus de marchandises.

L'assemblée générale des actionnaires de l'entreprise des bateaux à vapeur transatlantiques, le *Great-Western* et le *President*, a eu lieu à Bristol le 26 mars 1840. Le rapport officiel a fait connaître les résultats suivants :

« Dans ses voyages de l'année 1839 le *Great-Western* a transporté 1033 passagers, 1214 tonnes de marchandises, 96587 lettres et 19571 journaux.
 « La durée moyenne des trajets de Bristol à New-York a été de 16 jours, et celle des retours 13 $\frac{1}{2}$ jours. (Moyenne d'aller et retour 14 $\frac{1}{2}$ jours, conformément au résultat ci-dessus.) — Les bateaux à voiles venant d'Amérique ont donné une moyenne de 23 jours pour le même voyage. — Le bénéfice a été de 3 $\frac{1}{2}$ pour 100 du capital consacré à la construction du *Great-Western* et à l'exploitation. »

Le Sirius, de 320 chevaux, fut le premier qui tenta le voyage sous vapeur entre la Grande-Bretagne et les Etats-Unis d'Amérique. La force de ce bâtiment est la même que celle de la frégate à vapeur *la Gorgone*, sur laquelle nous possédons des renseignements beaucoup plus exacts. Le plan de *la Gorgone* est de M. Symonds, et par conséquent semblable à celui de *la Gulanare* par le même auteur. (Chap. I, 1^{er} Tableau.) Nous aurons pour les proportions de *la Gorgone*, en lui supposant la même destination qu'au *Sirius* :

	Mesures anglaises.	Mesures françaises.
Longueur du navire sur le pont.	196 ^{feet}	60 ^m
Largeur en dedans des roues.	39	11.80
Largeur maximum sur le pont.	41	12.59
Creux sur quille, dans l'emplacement des machines.	25.	7.62
Tirant d'eau en charge.	16	4.90
Tonnage (ancienne méthode anglaise).	1150 ^{tons}	"
Diamètre des cylindres à vapeur de chacune des 2 machines.	64 ⁱⁿ .	1.625
Longueur de la course du piston.	5 $\frac{1}{2}$ ^{ft}	1.676
Approvisionnement de charbon pour 30 jours (à raison de 3 ^{lb} .25 par cheval et par heure).		600,000 ^{lb}
Longueur à la flottaison (par analogie à <i>la Gulanare</i>).		58 ^m
Largeur à cette flottaison, hors bordure.		11.60
Tirant d'eau moyen en charge avec l'approvisionnement complet de charbon.		4.90
Echouement de carène correspondante.		4.70

D'après le plan de *la Gulanare*, le rapport du volume de la carène au parallépipède circonscrit est de 0.489, celui de la flottaison au parallélogramme circonscrit est de 0.801 ; celui de la surface plongée du mât et couple au pa-

ralléogramme circonscrit est de 0.75; et en observant que la pesanteur spécifique de l'eau de mer est 1.026, on a :

Déplacement en charge de la <i>Gorgone</i> ou du <i>Sirius</i> $= 11.6 \times 58 \times 4.7 \times 0.480 \times 1.026 =$	1587.306
Déplacement pour $t' = 1$ à la flottaison $= 11.6 \times 58 \times 0.801 \times 0.04 \times 1.026 =$	5.529
Tirant d'eau normal 3), avec moitié de l'approvisionnement en charbon.	4 ^m .45
Largeur à la flottaison correspondante.	11.45
Profondeur de carène correspondante.	4.35
Surface plongée du maître-couple, à ce tirant d'eau normal $= 11.45 \times 4.35 \times 0.75 =$	36 ^m .497
Nombre de chevaux de force par mètre carré de cette surface $\frac{300}{56.497} =$	5 ^m .276

En prenant le coefficient $K = 0.008$ (chap. 1, § 9), on aura pour vitesse normale en eau calme $V = \sqrt{\frac{F}{KB^2}} = \sqrt{\frac{320}{0.008 \times 36.497}} = 10.3$ nœuds. — Admettant que le *Sirius* ait la même vitesse normale que la *Gorgone*, sa vitesse moyenne de tous les temps $= \left(\frac{2}{3} + \frac{1}{30}\right) 10.3 = 7.2$ nœuds; et la traversée de Bristol à New-York serait accomplie, moyennement, en $\frac{3000}{7.2} = 416^h.666 = 17$ jours 8 heures et 40 minutes. Les journaux anglais annoncèrent en effet que le *Sirius* avait mis 17 jours à effectuer son premier voyage. Après cette épreuve, on jugea que son approvisionnement de charbon aurait pu être insuffisant si les circonstances de temps avaient été plus défavorables, et il fut pris sur une autre ligne de navigation moins étendue que celle d'Angleterre aux Etats-Unis d'Amérique.

(3) Nous avons supposé que la position normale des aubes correspond à la moitié du chargement en charbon pour la plus longue traversée que peut effectuer le bâtiment, notre but étant d'appliquer les résultats des calculs de la *Gorgone* au *Sirius*, destiné aux voyages transatlantiques; mais pour un bâtiment à vapeur de guerre qui, habituellement, n'aurait pas d'aussi longs trajets à faire sous vapeur, ou qui marcherait quelquefois à la voile, il conviendrait de faire correspondre la position normale des aubes au tiers du plus fort approvisionnement en combustible que le bâtiment pourrait prendre dans un cas forcé, ainsi qu'on en a agi pour la frégate à vapeur de 220 chevaux *Medea* ou *Salamander*. (Chap. I, 1^{re} et II^e Tableaux.)

DE LA PUISSANCE ET DU TONNAGE DES BÂTIMENTS À VAPEUR LE MIEUX ADAPTÉS
AUX LONGS VOYAGES.

3. (Tredgold, 2^e édition anglaise, 1838, *Appendice*, pages 69 à 75, article de M. Barlow.) • L'emploi proposé de la communication au moyen de la vapeur pour des voyages d'une plus grande longueur que ceux qui ont été accomplis jusqu'à présent, et particulièrement pour les voyages transatlantiques, rend la question de savoir quel est le genre de navire le plus propre à réaliser ce projet d'un grand intérêt pour l'Europe aussi bien que pour l'Amérique. En effet, un voyage de cette étendue a été considéré jusqu'à présent comme dépassant les bornes de ce qui peut être obtenu par la seule puissance de la vapeur, à cause de la difficulté de transporter une quantité suffisante de charbon pour la consommation de la machine. Toutefois, les améliorations successivement introduites, et le succès qui a couronné les tentatives déjà faites, ont donné à quelques personnes assez de confiance pour chercher à atteindre ce but, et dans cette intention on construit actuellement à Londres et à Bristol des navires qui seront lancés dans quelques mois (1).

• Les voyages qu'on a effectués jusqu'à présent n'étant pas d'une étendue telle qu'un supplément de charbon pour la machine ait fourni matière de difficulté, l'attention des ingénieurs a été plutôt dirigée vers le but de donner la plus grande vitesse aux bâtiments à vapeur que vers celui de les rendre le plus capables de parcourir une longue route. Leur consommation, leur vitesse, etc., serviront, toutefois, de données au moyen desquelles nous pourrons apprécier les proportions de tonnage et de puissance des navires les plus propres à atteindre ce dernier but.

• Plus le bâtiment sera grand, toutes choses étant d'ailleurs proportionnées, plus la vitesse et la faculté d'être employé à de longs voyages seront grandes; ce que j'éclaircirai par quelques mots de théorie et par la comparaison avec les résultats de la pratique.

• La moyenne du chargement de tout bâtiment (lequel est proportionnel au tonnage) croîtra comme le cube des dimensions linéaires; mais l'air

(1) Un de ces navires (*le Great-Western*) a été lancé nouvellement, et est arrivé dans la Tamise.

de la section transversale ou la résistance croîtra seulement comme le carré; conséquemment, si la puissance est rendue proportionnelle au tonnage, le navire acquerra une augmentation de vitesse, et par suite la consommation du combustible pour un voyage d'une étendue donnée sera diminuée, ou la longueur du voyage sera augmentée dans le même rapport.

Si la puissance de la machine est seulement accrue proportionnellement à la résistance ou à la section immergée, ou si la même vitesse est donnée au navire, la consommation par heure étant augmentée dans une moindre proportion que la moyenne du chargement, il est évident que le combustible durera beaucoup plus long-temps, et que la longueur du voyage, tant pour la durée que pour la distance, sera proportionnellement augmentée.

Pour déterminer numériquement la quotité du bénéfice dans chacun de ces deux cas, représentons par c , p , a et v , le chargement, la puissance, l'aire sectionnelle et la vitesse d'un navire existant; et soit proposé de trouver la vitesse v' d'un autre navire dont le chargement, la puissance et l'aire sectionnelle, seront désignés par c' , p' et a' .

Dans la supposition des puissances proportionnelles au tonnage,

$$p' = \frac{c'}{c} p;$$

et comme la section de résistance est accrue comme le carré des dimensions linéaires, et le tonnage comme le cube, nous avons

$$a' = \left(\frac{c'}{c}\right)^{\frac{1}{3}} a.$$

D'ailleurs, la résistance dans les deux cas étant comme l'aire sectionnelle par le carré de la vitesse, nous avons

$$v' : v :: \left(\frac{c'}{c}\right)^{\frac{1}{3}} av^2 : av^3;$$

mais la force dépensée et vaincue dans un temps donné est comme la résistance par la vitesse; cette force dépensée est donc comme

$$\left(\frac{c'}{c}\right)^{\frac{1}{3}} av^3 : av^3.$$

La force dépensée par la machine dans un temps donné étant l'expression de sa puissance, on a

$$p' : p :: c : \left(\frac{c'}{c}\right)^{\frac{1}{2}} v^3 : v^3$$

ou

$$c^{\frac{1}{2}} : c'^{\frac{1}{2}} :: v^3 : v'^3,$$

d'où

$$v' = v \left(\frac{c'}{c}\right)^{\frac{1}{2}}.$$

Ainsi, si nous prenons $c' = 2c$, ou si nous doublons le tonnage, nous trouvons le rapport des aires sectionnelles égal à $1 : 2^{\frac{1}{2}}$, ou $1 : 1.587$; et le rapport des vitesses à $1 : 2^{\frac{1}{4}}$, ou $1 : 1.08$; ou bien une diminution d'environ $\frac{1}{12}$ dans le temps employé pour un voyage donné, et une augmentation correspondante dans la faculté du navire pour parcourir une distance.

Si, au lieu d'augmenter la puissance proportionnellement au tonnage, on l'augmente seulement dans la proportion de la résistance, ou si la même vitesse est conservée au navire, la puissance requise sera alors comme la section, ou comme $1 : 1.587$, — ou un peu plus de la moitié en sus; et, par conséquent, un voyage de plus d'une fois et demie en longueur pourra être effectué; tandis que l'espace pour le chargement sera dans le même rapport que l'accroissement du navire, ou comme $1 : 2$; et ce bâtiment aura pour résister aux temps contraires la même force qu'un plus petit qui aurait une plus grande proportion de puissance.

On peut dire que ce sont là des résultats théoriques; mais l'examen des voyages qui se font actuellement prouve que ces résultats sont parfaitement d'accord avec ceux de la pratique. Renvoyant à ce qui a été exécuté par les paquebots de Sa Majesté dans la Méditerranée, on verra que, dans les plus petits bâtiments, où la puissance est grandie proportionnellement au tonnage, de même que la consommation de charbon par tonneau, la vitesse du navire est généralement moindre que dans de plus grands bâtiments qui ont une plus petite proportion de puissance, et conséquemment une plus petite consommation de charbon par tonneau.

On peut examiner aussi les résultats obtenus de toutes les expériences faites à Woolwich sur les bâtiments à vapeur de Sa Majesté, dans lesquelles les plus grands navires ont en général réalisé une plus grande vitesse, quoique la proportion de puissance y fût moindre que dans quelques uns des petits.

• Pour montrer d'une manière plus complète cette différence, j'ai donné le tableau suivant de la vitesse moyenne et de la consommation de charbon de neuf des bâtiments à vapeur de Sa Majesté le plus récemment construits, et j'ai calculé quelle vitesse le plus grand, savoir *la Medea*, obtiendrait, d'après les règles données ci-dessus, par rapport à chacun des autres bâtiments ayant des roues Morgan. J'ai aussi comparé ceux ayant des roues ordinaires avec le plus grand de cette classe, *la Dee*.

TABLEAU N° XI. — *Donnant la vitesse et la consommation de charbon de neuf des bâtiments à vapeur de S. M. le plus récemment construits.*

Nom.	Tonnage d'après le nouveau tarif.	Puissance en chevaux.	Genre du Poutre à aubes.	Vitesse moyenne en milles nautiques.	Consommation moyenne de charbon par heure et par cheval.	Nombre d'heures sous vapeur d'où la moyenne est déduite.	Vitesse de la <i>Medea</i> , calculée d'après chacun des bâtiments ayant des roues Morgan.	Vitesse de la <i>Dee</i> , calculée d'après chacun des bâtiments ayant des roues ordinaires.
<i>Medea.</i>	847	220	Morgan	7.8	8.5	1176	7.8	
<i>Flamer.</i>	414	120	Id.	6.0	10.7	780	7.5	
<i>Blazer.</i>	410	100	Id.	6.9	10.3	1645	7.7	
<i>Tartarus.</i>	410	100	Id.	5.5	10.7	914	6.15	
<i>Pluto.</i>	295	100	Id.	6.5	9.7	986	6.8	
<i>Confiance.</i>	246	100	Id.	6.2	10.0	2279	6.2	
<i>Dee.</i>	639	200	Ordin ^{re}	6.5	8.3	1161		6.5
<i>Firefly.</i>	473	140	Id.	6.25	10.7	2206		6.5
<i>African.</i>	246	90	Id.	5.13	10.9	3895		5.5
Moyenne des 9 bâtiments :				6.3				

• On peut voir que la vitesse de *la Medea* et de *la Dee* surpasse celle calculée d'après les navires plus petits; ce qui montre clairement que les avantages qui résultent de l'accroissement de tonnage sont même plus considérables que ne l'indique la théorie. La consommation de charbon par cheval est

aussi moindre dans ces bâtiments; ce qui fait voir encore qu'il y a divers avantages pratiques en leur faveur qui ne sont point compris dans les recherches théoriques sur ce sujet. L'un de ces avantages est que le diamètre de la roue croît dans un plus grand rapport que la variation d'immersion du navire, et que par conséquent la roue est proportionnellement moins plongée dans l'eau lorsque le navire est chargé, évitant ainsi une cause de grande perte de puissance de la machine.

Il y a un autre avantage dans une grande machine résultant de l'augmentation de son moment (*momentum*), qui fait qu'elle agit comme un volant; et c'est, j'en suis persuadé, de plus d'importance que généralement on ne le suppose. Plusieurs personnes pensent que le mouvement du navire agit comme un volant sur la machine; ce qui est une idée tout à fait erronée, l'action d'un volant étant celle d'un réservoir de force, qui la reçoit à certains temps de la machine et la lui restitue dans d'autres pour entretenir le mouvement; mais comme la roue à aubes exerce constamment une force, quoique variable, sur l'eau elle ne peut recevoir aucun secours du mouvement du navire, qui ne peut donc agir sur elle comme un volant. Il est si loin de l'aider ainsi, que par sa vitesse à travers l'eau il permet à la machine de battre un plus grand nombre de coups, et accroît le moment produit par son poids; mais c'est là tout son effet, et cet effet est beaucoup augmenté en donnant plus de poids aux roues à aubes.

Les observations ci-dessus ont seulement pour but de montrer que les avantages de l'accroissement de tonnage des navires à vapeur qui ont été déduits de la théorie sont pleinement confirmés par la pratique. Je chercherai maintenant à évaluer, d'après les données fournies par quelques uns de nos navires marins, ce qui peut être effectué par d'autres dont la puissance et le tonnage sont plus convenables pour entreprendre un long voyage.

La *Medea*, le plus grand des steamers de Sa Majesté, jauge 835 tonneaux, et a des machines de 55 $\frac{1}{2}$ pouces de cylindre, et 220 chevaux de force nominale. Sa vitesse moyenne à la mer est de 7.8 milles nautiques par heure, et elle consomme 8.3 bushels de charbon par cheval et par heure, ou environ 20 tonnes par jour. Elle est capable de porter 360 tonnes de charbon, ou suffisamment pour 18 jours, et par conséquent d'exécuter un voyage de 3370 milles.

Cherchons ce dont pourrâ être équipable un autre navire de même modèle, et de 1670 tonneaux de charge; supposant en premier lieu que sa puissance soit accrue proportionnellement au tonnage, en second lieu qu'elle le soit proportionnellement à l'aire sectionnelle ou à la résistance.

• Pour doubler le tonnage d'un navire conservant la même forme, il faut augmenter ses dimensions linéaires dans le rapport de 100 à 126, conséquemment sa section ou surface de résistance de 400 à 158, et sa charge de 100 à 200.

• Maintenant, dans le premier cas, la puissance étant comme 200, et la résistance qui lui est opposée étant seulement comme 158, l'augmentation de force par pied carré du plan de résistance sera comme 158 à 200, et la résistance étant comme le cube de la vitesse, la vitesse de sillage sera accrue dans le rapport de $158^{\frac{1}{3}}$ à $200^{\frac{1}{3}}$, de 1 à 1.08, ou, ce qui est la même chose, de 1 à $2^{\frac{1}{4}}$; et les facultés du navire pour la distance seront augmentées dans la même proportion, c'est-à-dire de 3370 à 3640 milles.

• Dans le second cas, c'est-à-dire en augmentant la puissance de la machine seulement dans la proportion de la section, la vitesse restera la même que pour le premier navire; mais la consommation proportionnelle de charbon sera moindre dans le rapport de 200 à 158, et par conséquent la longueur du voyage sera accrue dans le rapport de 158 à 200, ou de 3370 à 4266 milles.

• Le superbe bâtiment à vapeur *la Victoria*, que construisent actuellement MM. Carling, Young et compagnie, pour les voyages d'Amérique, est de 1825 tonneaux, et ses machines ont 76 pouces de cylindre, ou sont de la force nominale de 412 chevaux. La vitesse de ce navire, si les machines avaient la même proportion avec le tonnage que dans *la Medea*, savoir 481 chevaux, serait accrue dans le rapport de 1 à $\left(\frac{1825}{835}\right)^{\frac{1}{3}}$, ou 1 à 1.091, ou de 7.8 à 8.5 nœuds par heure; mais, comme les machines ne sont que de 412 chevaux, sa vitesse actuelle sera réduite dans le rapport de la racine cubique de 481 à la racine cubique de 412, ou de 8.5 à 8.08, et l'on aura une augmentation de vitesse de 7.8 à 8.08 nœuds au dessus de *la Medea*.

• Nous pouvons obtenir la vitesse d'une manière différente. Pour donner à *la Victoria* la même vitesse que *la Medea*, il faut que la puissance soit accrue comme 1 à $\left(\frac{1825}{835}\right)^{\frac{3}{2}}$, ou 1 à 1.684, ou de 220 à 370 chevaux. Mais, comme la puissance actuelle est 412, la vitesse sera augmentée au dessus de celle de *la Medea* dans le rapport de la racine cubique de 370 à la racine cubique de 412, ou de 7.8 à 8.08 nœuds par heure, comme précédemment.

• *La Victoria* est estimée devoir prendre 750 tonnes de charbon en outre de sa cargaison. Portant la dépense à 8.3 livres par cheval et par heure, ou à

36 $\frac{1}{2}$ tonnes par jour, le bâtiment pourra tenir la mer pendant 20 $\frac{1}{2}$ jours, et faire un trajet de 3968 milles sans renouveler son approvisionnement de combustible. Maintenant, comme le voyage de Cork n'exède pas 3000 milles, et peut être accompli moyennement en 18 jours, le bâtiment aura 2 $\frac{1}{2}$ jours de combustible en réserve.

• Dans ce calcul j'ai supposé la même consommation de combustible que pour la *Medea*, n'ayant point égard à l'économie qui résulte de l'emploi de machines plus considérables; en outre de cela la *Victoria* est installée avec le condenseur patenté de Hall, qui, sur de bonnes autorités, est reconnu donner une économie d'une livre au moins par cheval et par heure. Supposant par ces deux causes la consommation réduite à 7 livres, le voyage sera exécuté avec une consommation de 565 tonnes, 185 tonnes de moins que ce que le navire peut prendre; et l'on pourra effectuer une traversée de 4690 milles.

• Il n'y a donc pas de doute que ce bâtiment pourra, dans un temps moyen, accomplir le voyage avec facilité; et l'on peut s'attendre, avec la puissance qu'il possède, qu'il l'accomplira pareillement dans les circonstances de temps les plus défavorables, parce que, quoique dans les coups de vent les plus forts steamers gagnent peu de l'avant, un tel état n'est jamais d'une durée suffisante pour affecter fortement le temps employé à la traversée, si nous en jugeons d'après les voyages des paquebots de la Méditerranée, de ceux du Post-Office de Liverpool à Kingstown, etc. Quoique ces bâtiments soient comparativement d'une petite force, le temps qu'ils mettent dans leurs voyages dépasse rarement d'un cinquième le temps moyen. Dans ces circonstances la *Victoria* conservera encore une réserve de combustible pour deux jours, en supposant que la machine fonctionne à pleine puissance pendant tout le temps; ce qui n'est pas nécessaire avec le vent contraire: car, la machine ne donnant pas le nombre de coups de règle, elle n'exige pas sa pleine dépense de vapeur.

• Nous n'avons jusqu'à présent parlé d'un steamer que comme allant à la vapeur seulement; mais il est à présumer qu'il gagnera beaucoup par la puissance de ses voiles. Le capitaine Austin établit que la marche à la voile de la *Medea*, avec un vent folle brise, belle mer, un ris aux huniers, est de 8 nœuds à l'heure, et avec une brise modérée par le travers, de 11 $\frac{1}{2}$ nœuds. Son mode d'orientation peut dans de fortes brises produire un sillage entièrement égal à celui d'un bâtiment de guerre à voiles, de même que dans les petits temps lorsqu'il y a assez de vent pour gouverner. Il établit aussi qu'en croisant avec une escadre dans les brises à porter trois ris aux hu-

niers, la *Medea* gagnait considérablement au vent sur cette escadre : d'où l'on voit l'avantage à avoir une grande quantité de toile déployée à l'avant et à l'arrière.

• Si donc il arrive que le charbon se trouve épuisé dans la traversée d'Amérique, ou que quelque accident survienne dans le mécanisme, ce qui aura lieu très rarement, on pourra avoir recours aux voiles avec à peu près autant de succès que sur les paquebots à voiles. Ainsi, un bâtiment à vapeur convenablement construit et gréé peut, en plusieurs circonstances, retirer un grand bénéfice de l'usage des voiles, non seulement dans le but d'économiser du combustible, mais encore dans celui de ménager la solidité de la structure du mécanisme.

• Si la *Victoria* eût été armée avec des machines d'une puissance seulement en proportion de l'accroissement de la section de résistance, savoir 373 chevaux, elle aurait eu la même vitesse et la même force pour résister au vent que la *Medea*; et, calculant sur la même consommation de 7 livres par cheval et par heure, elle aurait porté pour 28 jours de charbon, et aurait pu effectuer un voyage de 5240 milles, sans compter le poids économisé sur la machine, ce qui la conduirait 300 milles plus loin, ou à 5540, distance de 850 milles plus longue que celle qu'elle est actuellement capable de parcourir. Il n'y a pas de doute cependant que ce bâtiment ne puisse avec son appareil actuel accomplir le voyage; et si la proportion de tonnage assignée pour les marchandises est beaucoup plus grande qu'il n'est nécessaire; la force additionnelle de la machine procurera certainement plus de sécurité et plus de facilité pour la manœuvre du navire. Il paraît, en outre, que les machines de ce bâtiment (fabriquées par M. Napier) peuvent fonctionner à cinq livres de pression avec plus ou moins d'expansion; et comme une grande économie de combustible est obtenue avec une légère diminution de vitesse, il est très convenable, lorsque les circonstances le permettent, de ne point chercher à atteindre la plus forte vitesse possible. Dans les voyages où la quantité de charbon requise ne forme pas la majeure partie de la charge du navire, l'avantage d'une telle économie n'est point senti; et lorsqu'il s'agit particulièrement de transporter des passagers, la concurrence des autres navires rend la vitesse d'une telle nécessité, qu'on cherche à l'obtenir à tout prix. Au contraire, pour des bâtiments destinés à de longs voyages comme celui d'Amérique, la plus grande partie du chargement du navire doit être assignée au charbon, et une moins grande quantité de marchandises peut être transportée, tandis que cette quantité est probablement l'objet le plus important à

considérer. La vitesse, quoique moins profitable, sera achetée au moyen d'une grande dépense; et, lorsqu'il devient de l'intérêt des commandants d'accroître la faculté de leur navire pour la distance, au lieu de chercher à acquérir la plus grande vitesse possible, ils y parviendront avec beaucoup plus d'avantage en ménageant la force motrice de la machine, qu'ils combineront avec l'effet des voiles, selon les diverses circonstances contre lesquelles un navire aura à lutter dans un voyage de telle étendue.

« Les calculs ci-dessus de la longueur du voyage qui peut être accompli par un navire de grande puissance et de fort tonnage sont fondés sur les résultats du bâtiment de Sa Majesté *la Medea*, que j'ai choisi, parce que ce navire est de la plus grande classe, et parce que sa vitesse, sa consommation de charbon, etc., ont été mesurées avec soin, mais plus particulièrement parce qu'il a été employé par le docteur Lardner comme fournissant les données dans des calculs semblables, au moyen desquels il paraît démontrer l'impossibilité d'exécuter une traversée au delà de 2000 milles.

« Les bâtiments du commerce le plus récemment construits dans le but particulier d'exécuter un long voyage donnent des résultats complètement supérieurs à ceux de *la Medea*, comme on peut le voir par les voyages des steamers de la compagnie des Indes-Orientales *l'Atalanta* et *la Bérénice*, allant à Bombay par le cap de Bonne-Espérance.

L'Atalanta est de 630 tonneaux et 210 chevaux; elle a fait la traversée de Falmouth au cap de Bonne-Espérance, ayant parcouru d'après le loch 6935 milles, et ayant rencontré beaucoup de mauvais-temps, en 37 jours et 16 heures, allant à la vapeur et avec une vitesse moyenne de 7.67 milles par heure; sa consommation de charbon était par jour de 14 tonnes 11 quintaux, ou à raison de moins de 6½ livres par cheval et par heure; elle a accompli le voyage de Fernando-Po au cap de Bonne-Espérance (distance par le loch de 2373 milles) en un seul trait de 14 jours et 10 heures, avec une consommation de 213 tonnes de charbon.

La Bérénice, qui est de 680 tonneaux et de 230 chevaux, a fait le voyage de Falmouth à Fernando-Po (4796 milles) en 22 jours et 22 heures, ou avec une vitesse moyenne de 8.72 milles à l'heure, et avec une consommation moyenne de charbon de 16 tonnes 3 quintaux par jour, ou 6.56 livres par cheval et par heure. Elle est capable de prendre 330 tonnes de charbon, et par conséquent de parcourir, sous vapeur, une distance de 4290 milles. En effet, elle a accompli le voyage de Bonavista à Fernando-Po (distance au loch de 2272 milles) en consommant moins de la moitié de son chargement de charbon.

Les résultats de ces voyages sont véritablement si favorables, qu'on peut se tranquilliser sur la question de possibilité de la traversée d'Amérique. La consommation du combustible a été tellement réduite par le système supérieur du mode de construction des machines, que ces navires, quoique comparativement d'une faible grandeur, sont susceptibles d'accomplir un voyage excédant beaucoup celui de New-York; et par conséquent les bâtimens de la compagnie à vapeur américaine, dont les facultés pour la distance sont plus grandes dans le rapport de 7 à 9, par leur supériorité de tonnage et de puissance, doivent exécuter ce voyage avec la plus grande facilité, quelles que soient les circonstances de temps.

DES BÂTIMENS À VAPEUR EN FER.

4. Il est nécessaire de mentionner parmi les améliorations qui vont probablement s'ajouter aux facultés des navires à vapeur pour la navigation à grandes distances l'introduction du fer comme matière de leur construction, dont l'usage a été accompagné d'un succès complet dans chaque exemple où l'on en a fait l'essai. Les avantages des navires en fer sont qu'ils ne pèsent pas la moitié de ceux en bois allant à la mer, qu'ils tirent par conséquent beaucoup moins d'eau, et donnent une plus grande vitesse avec une puissance égale; ils offrent plus de sécurité, en raison de ce qu'ils sont divisés par des cloisons en fer en compartimens intérieurs qu'on peut rendre étanches, et procurent plus d'économie, parce qu'ils n'exigent pas d'aussi nombreuses réparations. La capacité est aussi augmentée pour les passagers et les marchandises; un navire en bois de 30 pieds de bau a seulement 27 pieds 6 pouces intérieurement, tandis qu'un navire en fer aurait 29 pieds 6 pouces; par conséquent on a un bénéfice de 2 pieds sur toute la longueur du navire.

Ces bâtimens possèdent en outre l'avantage, dans les climats chauds, d'être plus frais, exempts de vermine, et conséquemment plus sains. Tous ces avantages paraissent être généralement reconnus. La seule difficulté qui se présente actuellement dans leur emploi à la navigation sur mer est l'influence du fer sur le compas, et cette difficulté a été surmontée avec succès dans le dernier voyage de l'*Egyptien* à Alexandrie; le compas avait été in-

stallé sous la direction du professeur Barlow, et il a été trouvé fonctionner avec la même exactitude que dans un navire ordinaire.

» Nous ne doutons pas que dans peu de temps les bâtiments en fer deviendront d'un usage général, et qu'ils ajouteront considérablement aux facilités et à l'extension de la navigation par la vapeur. »

DÉTAILS RECUEILLIS EN ANGLETERRE SUR LA CONSTRUCTION DES BATIMENTS EN FER.

(Extraits des rapports de voyages de MM. les ingénieurs Joffre et Moissard.)

Bâtiments d'environ 180 pieds de longueur sur 22 à 26 pieds de largeur.

Quille, Etrave et Étabot. — En tôle de 11 à 12 millimètres d'épaisseur; courbée en forme de rectangle pour la quille, de demi-cercle pour l'étrave, et diversement évasée pour l'étabot, selon la hauteur et la direction des lignes d'eau.

Membrure. — Faite au moyen d'équerres en fer ou cornières de 90 millimètres de côté à 10 d'épaisseur; chaque couple est composé de trois pièces, une varangue et deux allonges se croisant dos à dos sur une longueur de 0^m.80, et liées par des rivets distants entre eux de 0^m.15. Dans la partie du milieu du navire, la distance entre les couples est de 0^m.50; aux extrémités, elle est d'environ 1^m.00. — Les membrures sont ployées, au sortir d'un fourneau à réverbère, sur des mandrins universels dont les trous, placés en échiquier, reçoivent des taquets à équerrage.

Bordure. — Les tôles formant revêtement extérieur ont 7 millimètres d'épaisseur; elles sont réunies à clin dans les fonds du bâtiment, ce qui n'exige qu'un seul rang de rivets; dans tout le reste, elles sont juxta-posées par leurs côtés, et alors il y a deux rangs de rivets reçus par une plaque large de 0^m.1 placée en dedans; les joints transversaux se font aussi partout par juxta-position; tous les rivets ont la tête en dedans du navire, et le trou est fraisé à l'extérieur, afin que la rivure soit exactement de niveau avec la surface de la tôle, et ne présente ni creux ni saillie qui puisse accroître la résistance de l'eau. — La courbure des tôles est obtenue, soit en la faisant passer à travers l'outil à courber, soit en les ployant à chaud au marteau sur une forte enclume à courbe variable, si elles doivent présenter une surface gauche.

Plancher du fond. — Pour que le fond du navire ne puisse pas souffrir du

poids du chargement, on y fait un plancher en bois, posé sur des équerrés en fer ou cornières renversées qui s'appliquent contre les faces verticales des cornières de la membrure. Des rivets éloignés de 0^m.15 à 0^m.18 maintiennent ces cornières ensemble, et donnent au plancher une base assez solide pour qu'on puisse y déposer un chargement; mais on appuie sur les cornières, sans plancher, les carlingues destinées à porter les machines et chaudières. Le côté horizontal de ces cornières est large d'environ 0^m.16, afin de présenter une large base aux bordages du plancher et aux carlingues des machines, leur épaisseur étant aussi plus forte que celle des cornières de la membrure.

Intérieur de la cale. — Le navire est divisé en cinq compartiments par le moyen de quatre cloisons en tôle, placées dans la cale transversalement à sa longueur, dans le double but de la solidité et de la concentration en un espace limité de toute l'eau qu'une avarie dans la carène pourrait faire introduire dans le bâtiment.

Parties hautes en bois. — Pont, bauquières, préceintes et pavois. On applique sur la face intérieure du bordé en tôle, entre les membres successifs, des allonges écartées de 0^m.50; des chevilles en fer à tête fraisée en dehors les lient au revêtement; les bauquières, les sous-bauquières, les préceintes et les pavois, s'appliquent contre ces allonges, comme dans la construction des bâtiments en bois, et le raccordement des préceintes avec le bordé en fer se fait à l'aide d'une cornière longitudinale qui couronne intérieurement ce revêtement métallique. La préceinte s'appuie sur cette cornière, profilant exactement le bordé en fer, et formant avec la cornière une couture, qui est calfatée. Il résulte de là qu'à ce raccordement l'épaisseur de l'allonge est réduite de toute l'épaisseur de la préceinte; les liaisons sont faites à l'aide de chevilles en fer, qui traversent les préceintes, le bordé en fer, les allonges, les bauquières et sous-bauquières. Le pont est fait exactement comme dans les bâtiments en bois; les allonges ont ordinairement 2^m.00 de long en dessous du pont, 0^m.18 ou 0^m.20 de largeur et d'épaisseur; les bauquières ont 0^m.25 de largeur horizontale sur 0^m.25 de hauteur; les sous-bauquières 0^m.10 d'épaisseur sur 0^m.30 de largeur.

Bâtiment à vapeur en fer LE TROUBADOUR. — Longueur sur le pont 56^m.69, largeur hors tôles 8^m.076, profondeur de cale 4^m.422.

Quille. — Composée de trois tôles et deux fers d'angle ou cornières; cornières 92 millimètres de côté, épaisseur 12 $\frac{1}{2}$.

Membrure. — Cornières simples espacées de 0^m.304 par le travers des machines et des chaudières, et 0^m.380 aux extrémités du navire.

Bordure. — Les tôles formant revêtement ont 9 $\frac{1}{2}$ millimètres d'épaisseur au dessus de la flottaison, et 15.8 dans les fonds, rivées à clin dans toutes les parties de l'œuvre-vive, mais au dessus juxta-posées et liées par des bandes intérieures dans le sens longitudinal; et partout dans le sens transversal.

Vaigrage. — Point; mais cornière formant bauquière au pont, et liant les membres dans le sens longitudinal.

LE MAMMOUTH, de plus de 1000 chevaux (environ 1300): — Longueur extrême 96^m.60, longueur au pont 87^m.17, largeur hors tôles 15^m.54, hauteur au pont 7^m.31, et hauteur au gaillard 9^m.78.

Membrure. — Cornières espacées de 0^m.43 au milieu, et 0^m.50 aux extrémités; largeur sur le droit 0^m.09, et sur le tour 0^m.15.

Bordure. — Tôles des petits fonds 0^m.022 $\frac{1}{2}$, de la carène jusqu'à la virure au dessus de la flottaison 15.8 millimètres, et des œuvres mortes 13 et 12 millimètres; plats-bords formés de tôles arrondies, présentant ainsi un fort bourrelet dans toute l'étendue du navire, et en consolidant les hauts.

NOTE III.

DÉTAILS SUR LES MACHINES A VAPEUR A SIMPLE EFFET DES MINES DES COMTÉS DE CORNWALL ET DE DEVON, EXTRAITS D'UN MÉMOIRE DE M. COMBES, INGÉNIEUR FRANÇAIS, SUR L'EXPLOITATION DE CES MINES.

Le prix élevé du charbon rendu aux mines de Cornwall et de Devon a été la cause première des nombreuses améliorations qui, dans une période de moins de vingt ans (1813 à 1830), ont réduit de moitié la consommation moyenne en combustible de toutes les machines employées à ces mines, ou, si l'on veut, doublé l'effet utile obtenu par la consommation de quantités égales de houille.

La machine d'épuisement des *consolidated mines*, qui a un cylindre de 80 pouces (2^m.032) de diamètre intérieur, reçoit la vapeur de trois chaudières indépendantes. Chacune de ces chaudières est un cylindre en tôle de fer, avec un tube intérieur également en tôle dans lequel est placée la grille. La longueur commune de la chaudière et du tube est de 36 pieds, son diamètre extérieur 7 pieds, l'épaisseur de la tôle $\frac{7}{16}$ de pouce. La distance du bas du tube au bas de la chaudière est de 8 pouces. Le tube a 4 pieds de diamètre. La longueur de la grille est de 4 pieds. Au fond de la grille est un mur en briques, fermant la partie du tube inférieure à la grille, qui sert de cendrier, et s'élevant au dessus de la grille jusqu'à une distance de 9 pouces de l'arête supérieure du cylindre. Les courants de flamme parcourent la longueur du tube, reviennent sur le devant de la chaudière, en passant par dessous celle-ci dans un conduit de 4 pieds de large sur 20 pouces de hauteur, s'en retournent ensuite à la cheminée, placée à l'arrière, par les carneaux latéraux. La cheminée unique qui reçoit la fumée des trois chaudières est une tour conique qui n'est pas très élevée, mais dont la section est considérable.

La machine est mise en jeu au moyen des soupapes suivantes : soupape régulatrice (governor valve), manœuvrée à la main par le machiniste ; soupape d'admission (stop steam valve) ; soupape d'équilibre (equilibrium valve), mettant en communication le haut et le bas du cylindre ; soupape d'exhaustion (exhaustion valve), mettant en communication le bas du cylindre avec le condenseur.

La vapeur motrice n'agit sur le piston que pour le faire descendre; alors il soulève, par l'intermédiaire du balancier, la maitresse-tige des pompes d'épuisement. Pendant ce mouvement, la soupape d'exhaustion est ouverte, de sorte que le dessous du piston est en communication avec le condenseur. Lorsque le piston doit commencer à descendre, la soupape d'admission de la vapeur s'ouvre par l'action de la cataracte dont nous donnerons plus bas la description. Le piston descend; lorsqu'il a parcouru une fraction qui varie de $\frac{1}{2}$ à $\frac{3}{4}$ de sa course, la poutrelle ferme la soupape d'admission, et le reste de sa course s'achève sous la pression décroissante de la vapeur qui se dilate; quand le piston est au bas de sa course, la poutrelle ferme la soupape d'exhaustion, et ouvre la soupape d'équilibre. Le poids de la maitresse-tige fait remonter le piston, qui est également pressé sur ses deux faces par la vapeur, en même temps qu'elle foule l'eau dans les tuyaux ascensionnels placés dans le puits. A la fin de l'ascension, la poutrelle ferme la soupape d'équilibre, et le piston reste en repos jusqu'à ce que la cataracte vienne ouvrir successivement la soupape d'exhaustion et la soupape d'admission. Ainsi deux coups de piston successifs sont toujours séparés par un intervalle de repos dont la durée peut être réglée au moyen de la cataracte.

La cataracte se compose d'un petit corps de pompe placé dans une bêche remplie d'eau. Dans ce corps joue un piston plein dont la tige est liée à articulation avec une tringle ou levier fixé sur un axe horizontal. Au même axe sont fixés, d'une part, une masse en fer placée à l'extrémité d'une barre assez longue, et que l'on peut d'ailleurs éloigner ou rapprocher de l'axe; d'autre part, un long levier qui vient raser la partie antérieure de la poutrelle, et qui est pressé, de haut en bas, par la pièce fixée à cette poutrelle, lorsque celle-ci descend; enfin un levier, également fixé à l'axe, est lié à une longue tige verticale en fer forgé s'élevant parallèlement à la poutrelle. Cette tige, guidée dans des coulisses fixées aux pièces de la machine, soulève en remontant deux pièces, à des hauteurs différentes, qui transmettent le mouvement successivement à la soupape d'exhaustion et à la soupape d'admission. Le piston du corps de pompe de la cataracte aspire l'eau de la bêche, qui traverse une valve logée dans le tuyau horizontal adapté à la partie inférieure du corps de pompe, laquelle valve s'ouvre de dehors en dedans. Quand la poutrelle se relève, la masse en fer ou contre-poids exerce, par l'intermédiaire du piston de la cataracte, une pression sur l'eau qui s'est introduite. Celle-ci, ne pouvant plus traverser la soupape d'introduction, sort par une ouverture latérale munie d'un robinet que l'on ouvre plus ou moins, suivant qu'on veut

que le piston descende avec plus ou moins de rapidité. A mesure que le piston descend, la tige verticale qui ouvre les soupapes d'exhaustion et d'admission effectue son mouvement ascensionnel.

La pression de la vapeur dans les chaudières est à peu près de 25 livres anglaises par pouce carré au dessus de la pression atmosphérique; cela correspond à 2 atmosphères $\frac{1}{2}$ (une atmosphère étant représentée par une pression de 15 livres par pouce carré). Pour éviter les déperditions de chaleur, la machine est tout entière enveloppée dans un étui ou cylindre-enveloppe en bois qui laisse entre lui et la chemise en fonte un espace annulaire de 12 pouces d'épaisseur, lequel est entièrement rempli de sciure de bois. Le couvercle du cylindre est également recouvert d'une couche de même matière, et les tuyaux en fonte qui conduisent la vapeur sont aussi renfermés dans des caisses carrées qui en sont remplies. Il résulte de là qu'il y a très peu de chaleur perdue, et la température n'est pas beaucoup plus élevée dans la chambre de la machine qu'elle ne le serait dans un appartement habité.

La levée du piston de la machine est de 11 pieds anglais (3^m.355). Il est lié à la maîtresse-tige par un balancier en fonte pesant 25 tonnes, et dont les deux bras sont de longueur inégale, celui auquel est attaché le piston de la machine ayant 18 pieds 9 pouces, tandis que l'autre, auquel est suspendu la maîtresse-tige, n'a que 14 pieds. Il en résulte que la levée de la maîtresse-tige et la course des pistons des pompes ne sont que de 8 pieds 2 pouces.

Les tuyaux et les soupapes présentent à la vapeur des passages très larges: ainsi le tuyau qui va au condenseur a 2 pieds, et celui qui établit la communication entre le dessus et le dessous du piston, 18 pouces de diamètre intérieur. Les diamètres des soupapes d'exhaustion et d'équilibre sont respectivement égaux à ceux des tuyaux. Quant à la section de la soupape qui admet la vapeur dans le cylindre, elle est beaucoup moindre, et seulement égale à un cercle de 10 pouces de diamètre. Le passage de la vapeur peut être encore rétréci par la valve régulatrice manœuvrée par le chauffeur.

Les deux pompes à air ont chacune 27 pouces de diamètre au cylindre. La longueur de la course des deux pistons est de 6 pieds. Le vide est très bien exécuté par ces pompes à air. Le vide du condenseur est mesuré par 28 pouces anglais de mercure dans le tube en verre communiquant par la partie supérieure avec le condenseur, et lorsque la soupape d'exhaustion s'ouvre, le mercure ne descend guère qu'à 27 pouces.

L'ensemble de toutes les machines de Cornwall inscrites dans les relevés mensuels en 1833 consomme 1^{re}.0255, et les meilleures machines seu-

lient 0^h 9 de houille par force de cheval et par heure; tandis que les meilleures machines à moyenne pression et à détente employées sur le continent, et même en Angleterre, consomment encore 3 kilog. de houille par force de cheval et par heure.

Cette économie ne doit pas être seulement attribuée aux grandes dimensions des machines, à leur excellent entretien, et aux précautions prises pour éviter les déperditions de chaleur en entourant les cylindres de corps mauvais conducteurs. Il est évident qu'elle est due aussi au système de soupapes usité, et à la manière d'en régler le jeu. Les soupapes ouvertes brusquement par des contre-poids laissent à la vapeur un passage très large; la soupape d'exhaustion et les tuyaux qui établissent la communication avec le condenseur ont partiellement des dimensions considérables; comme d'ailleurs la cataracte ouvre cette soupape d'exhaustion avant la soupape d'admission, il en résulte que la tension, dans l'intérieur du cylindre sous le piston, doit être très sensiblement la même que dans le condenseur au moment où la vapeur motrice est admise. Cet effet n'a pas lieu dans les machines ordinaires, et des expériences directes, faites en Ecosse, en appliquant un dynamomètre à ressort sur le fond de la partie du cylindre communiquant avec le condenseur, ont prouvé que la tension s'y maintenait de beaucoup supérieure à celle du condenseur, lorsque la communication était établie par des soupapes ou des tuyaux étroits.

La facilité avec laquelle l'ingénieur règle la détente par le déplacement des longs tasseaux fixés à la poutrelle permet de proportionner exactement la dépense de vapeur aux résistances à vaincre. Ainsi on remarque qu'il n'y a jamais, à la fin de la course des pistons, ces chocs et ces ébranlements qui sont très sensibles dans les machines ordinaires à simple ou à double effet, employées à manœuvrer des pompes. Nous devons aussi remarquer que le soin de l'entretien des machines n'est jamais abandonné à un simple ouvrier, comme cela a lieu sur nos mines de France. L'ingénieur chargé des machines du Cornwall est un véritable constructeur de machines. Le chauffeur n'agit que sur la soupape régulatrice, et ne règle jamais ni la position des tasseaux, ni les contre-poids de la maltresse-tige, ni le jeu de la cataracte.

NOTE IV.

QUANTITÉS DE CHARBON CONSOMMÉ, PAR LES DIFFÉRENTS SYSTÈMES DE MACHINES A VAPEUR, D'APRÈS DES EXPÉRIENCES FAITES EN FRANCE SUR LES MACHINES EMPLOYÉES A TERRE.

Système des machines.	Effet utile par kilogramme de houille brûlée		Houille brûlée par force de cheval et par heure.
	En très bon état d'entretien.	En état ordinaire d'entretien.	
	kilogramètres.	kilogramètres.	kilogrammes.
1 ^{er} A basse pression, système de Watt, sans détente et avec condensation.	54,000	45,000	5 à 6
2 ^e A haute pression avec détente et avec condensation.	108,000	90,000	2.5 à 3, le plus souvent 4
3 ^e A haute pression avec détente et sans condensation.	93,000	55,000	4 à 5
4 ^e A haute pression sans détente ni condensation et fixes.	27,000	21,480	8 à 10

Observation. Plusieurs constructeurs remplacent en ce moment avec avantage les machines de Woolf, appartenant au 2^e système, par celles plus simples du 3^e système, en n'employant qu'un seul cylindre, commençant la détente au $\frac{1}{2}$ ou au $\frac{1}{3}$ de la course du piston et supprimant le condenseur. Ces nouvelles machines ne brûlent pas au delà de 2 $\frac{1}{2}$ kilogrammes de charbon, ou 3 au plus, par force de cheval et par heure, lorsqu'elles sont bien conduites et entretenues en bon état.

NOTE V.

DU PROCÉDÉ INVENTÉ PAR M. CHAIX, DE MAURICE, POUR EMPÊCHER LES DÉPÔTS CALCAIRES DANS LES CHAUDIÈRES À VAPEUR.

Un grand nombre d'expériences auxquelles nous avons pris une part très active, soit sur des chaudières fixes, soit sur des chaudières soumises aux agitations de la mer, nous ont convaincu de la propriété qu'a l'argile préparée par M. Chaix de réduire considérablement les dépôts de sulfate de chaux, et de les détacher en entier lorsqu'ils ont acquis une certaine épaisseur. Ces résultats ont été confirmés par les expériences faites dans les ateliers de M. Cavé, en présence d'une commission de la Société d'encouragement, et par la publication des observations que le hasard avait fournies à M. Roche, ancien conducteur des ateliers de feu M. Gengembre, et qu'il n'avait pas eu l'idée de mettre en pratique.

L'efficacité de l'argile contre les dépôts de sulfate de chaux a été éprouvée pendant plusieurs mois sur le bâtiment à vapeur le *Phare*, commandé par M. Dutertre. Mais les résultats obtenus par M. Pallu-Duparc sur les chaudières du *Vautour* ont constaté le succès le plus complet. Il est essentiel de rappeler que ces chaudières, fonctionnant à deux atmosphères de pression intérieure, produisaient, à cause de leur construction particulière, des dépôts en plus grande abondance que toutes les autres, et rendaient l'extraction des sels de chaux presque impossible, puisqu'il nous a fallu les démolir en grande partie peu de temps après leur mise en activité, et les reconstruire de manière à pouvoir en démonter les tubes conducteurs de chaleur toutes les fois qu'il était nécessaire de les nettoyer. Cette opération, et le battage des sels presque à chaque voyage de Toulon à Alger, entraînaient des réparations et des chômages tellement considérables, que le ministre prescrivit d'appliquer à l'appareil évaporatoire du *Vautour* le procédé inventé par M. Chaix, et, en cas d'insuccès, de remplacer cet appareil par un appareil ordinaire à basse pression.

L'argile ayant été mise en usage sur les chaudières du *Vautour*, les rapports de M. le capitaine Pallu-Duparc ont donné les résultats suivants : Les dépôts calcaires, qui auparavant s'élevaient à l'épaisseur considérable de

1 $\frac{1}{2}$ millimètre pour un voyage de 50 à 60 heures de chauffe, n'avaient plus, par l'emploi de l'argile, qu'environ le $\frac{1}{4}$ de cette épaisseur; ils étaient de couleur grise, mélangés d'argile, très friables, et si peu adhérents, qu'il suffisait de promener une baguette de fer par un trou percé exprès dans l'intervalle des tubes de chaleur pour les détacher et les faire tomber au fond des chaudières; d'où il était facile de les extraire. Pendant un an que ce procédé a été employé sur le *Vautour*, les chaudières n'ont pas eu besoin d'être démontées une seule fois pour le nettoyage, qui ne présente plus désormais aucun obstacle. La consommation en charbon est redevenue à peu près la même qu'à l'époque de l'armement; ce bâtiment a fait un service aussi actif et aussi régulier que ceux qui sont dans le meilleur état d'entretien, et nous devons enfin au seul succès de l'argile la conservation de son appareil.

Les extractions périodiques ou les renouvellements partiels de l'eau des chaudières à vapeur alimentées par l'eau de mer, qui sont indispensables pour empêcher que cette eau n'atteigne le degré de saturation où les sels solubles (principalement le sel marin ordinaire ou hydro-chlorate de soude) commencent à se déposer, ont lieu généralement de quatre heures en quatre heures: de la sorte, cette opération peut se faire sans qu'il en résulte une consommation sensiblement plus grande de combustible, et sans trop d'inconvénients dans les circonstances difficiles de la navigation; mais elle n'a aucune action apparente sur les dépôts calcaires, exclusivement composés de sulfate de chaux dans les chaudières à la mer. Le sel marin ordinaire et le sulfate de chaux exercent entre eux une action répulsive, c'est-à-dire que là où se dépose le sel marin on ne voit pas un atome de sulfate de chaux, et réciproquement. Ce fait a été vérifié par nous plusieurs fois, et notamment sur l'appareil évaporatoire du *Papin*, dont deux des quatre chaudières indépendantes, ayant leurs tuyaux d'extraction obstrués, se trouvèrent tapissées intérieurement de cristaux de sel marin; tandis que les deux autres, où les extractions périodiques n'avaient pas été interrompues, ne renfermaient absolument que du sulfate de chaux en couches épaisses et adhérentes aux parois.

On conçoit cependant que, si les extractions pouvaient, sans inconvénient et sans trop de dépense de combustible, être pratiquées abondamment et à des intervalles de temps très rapprochés, elles auraient pour effet de troubler la cristallisation des sels de chaux et de diminuer leurs dépôts adhérents, par la même raison qui fait que ces dépôts sont proportionnellement plus épais dans les chaudières fixes que dans les chaudières agitées par la mer, et, dans

celles-ci, selon les circonstances de vent et de mer, ou le plus ou moins d'agitations qu'elles éprouvent durant le voyage. C'est là tout le secret de quelques mécaniciens anglais, qui, pour se faire un mérite de l'invention, y ajoutent de la plombagine et de la graisse : car on ne saurait attribuer d'autre résultat à celle-ci que d'augmenter l'inflection qu'elle produit déjà dans la cale du navire par suite de son emploi à lubrifier les articulations des machines.

Les extractions, pratiquées en temps convenable, étant nécessaires pour se préserver des dépôts de sel marin, l'argile employée pour éviter les dépôts calcaires adhérents est entraînée en partie par ces extractions, et il faut pourvoir à son remplacement. On s'est servi dès le principe d'un moyen fort simple et suffisant pour de courts voyages, mais dont le but était surtout d'éviter aux mécaniciens un surcroît de travail, afin de les rendre favorables aux essais de ce procédé. L'efficacité de l'argile étant bien démontrée, rien de plus naturel que de substituer aux boîtes ou cribles qui la renferment, et qu'on fixe dans l'intérieur des chaudières, une pompe aspirante et foulante mue par la machine, et puisant dans un bassin contenant de l'argile délayée, pour remplacer celle qui se perd par les extractions ou qui est entraînée par la vapeur. Ce dernier moyen, dont nous donnerons la description à la fin de cette note, permet, quelle que soit la durée de la traversée, de n'injecter dans les chaudières que la proportion d'argile reconnue suffisante par l'inspection des robinets-jauge ou des tubes de niveau d'eau : il y aura donc en même temps économie de matière et un effet plus assuré. Ce mode d'injection de l'argile a été essayé en premier lieu sur les chaudières du *Vantour*, malgré le travail que devait exiger de l'équipage la pompe à bras disposée pour cet emploi; et le résultat a confirmé toutes nos prévisions. L'eau des chaudières a pu être maintenue constamment au même degré de trouble, tandis qu'auparavant l'argile fournie par les caisses disparaissait totalement vers la fin du voyage; les dépôts ont été trouvés encore plus minces, et ont donné moins de peine à les détacher.

L'examen des effets de l'argile sur les chaudières du *Cerbère*, comparativement à ceux obtenus par l'emploi d'un mélange de graisse et de plombagine, accompagné de fréquentes extractions, sur les chaudières du *Tartare*, a décidé complètement la question en faveur du premier de ces deux procédés. Les chaudières du *Tartare*, bien battues et nettoyées d'avance, nous ont montré tout ce que peuvent les efforts et les soins assidus d'un excellent mécanicien-conducteur qu'on doit citer pour modèle à ses collègues; mais nous

n'avons pu y découvrir aucune trace des effets de la graisse ou de la plombagine; les sels de chaux, trop adhérents pour avoir pu être détachés à coups de Burin des coursives entre les conduits de flamme, étaient aussi forts et aussi blancs que d'ordinaire. Dans les chaudières du *Cerbère*, auxquelles on n'avait pas touché, pour ne les ouvrir qu'en notre présence, nous n'avons trouvé sur les surfaces précédemment unies à nu qu'une poussière composée d'argile très fine, et, dans les coursives, une grande quantité d'écailles d'anciens sels qui s'étaient détachés des parois, ou qui tombaient à la main, sans aucune adhérence, et que l'humidité, favorisée par la pénétration de l'argile, avait presque ramollis.

Les dépôts ou engorgements d'argile dans quelques parties des machines qui n'ont été signalés que par un très petit nombre de bâtimens n'ont pu être occasionnés, selon nous, que par un inconvénient qu'on doit soigneusement éviter, et qui a lieu lorsque, tenant le niveau d'eau de la chaudière trop haut, cette eau est aspirée et transportée dans les cylindres par l'admission de la vapeur au moment de la mise en marche. La vapeur seule peut aussi abandonner de l'argile lorsque la chemise du cylindre ou les autres parties de la machine sont encore froides; mais on conçoit que cette portion extrêmement légère d'une argile déjà épurée qui accompagne la vapeur ne doit exercer aucune action pernicieuse sur les organes des machines; par sa qualité savonneuse, elle ne peut que contribuer à lubrifier les boltes à étoupes des tiges des pistons, sur lesquelles on ne s'aperçoit en effet de sa présence que par la couleur un peu plus foncée que prend le graissage de ces tiges, de celles surtout des pistons des pompes à air. Le peu d'argile transportée par la vapeur est évidemment abandonnée presque en totalité dans l'eau de condensation, et entraînée avec elle dans le tuyau de décharge.

On doit conclure des observations qui précèdent que les bons effets de l'argile préparée suivant le procédé de M. Chaix sont bien constatés, et que, lorsqu'on en fera l'application avec les soins et les précautions convenables, on en obtiendra les meilleurs résultats, tant pour la conservation des chaudières que pour la consommation du combustible. D'autres procédés peuvent produire quelque effet, mais pas avec un succès aussi complet et avec plus d'économie. L'adjudication qui a eu lieu en 1838 au port de Toulon pour la fourniture de l'argile épurée ne porte le prix de cette matière qu'à 3 fr. 20 c. les 100 kilogr.

Nouveau mode d'emploi de l'argile adopté pour les chaudières des bâtiments à vapeur du port de Toulon, (Juin 1839.)

Pour injecter l'argile dans les chaudières des bâtiments à vapeur, on peut disposer de l'une quelconque des pompes de service des machines (1); mais la pompe d'épuisement de la cale est en général celle qui se prête le mieux à cette installation; elle est moins susceptible de dérangement et plus facile à visiter.

Le bassin en cuivre contenant l'argile délayée ou simplement versée en poudre est placé dans la coursive, entre les deux machines, sous l'une des plaques amovibles du parquet en foute. Ce bassin a un double fond ou crible à travers lequel l'argile déjà épurée se débarrasse des racines ou autres corps étrangers qu'elle pourrait encore renfermer. Le tuyau d'aspiration de la pompe d'épuisement, qui est aussi muni d'une lanterne ou crépine, plonge sous ce crible, à quelque distance du fond du bassin où les parties siliceuses viennent se déposer. On peut même suppléer ainsi à une épuration très imparfaite de l'argile; et nous avons eu l'expérience qu'à défaut d'argile préparée, de la terre glaise ordinaire, qu'on trouve à se procurer partout, produit à peu près les mêmes effets, les soins d'entretien de la pompe d'injection pouvant seulement en être augmentés.

Le tuyau d'aspiration de la pompe d'épuisement ordinaire porte donc une double branche; et au moyen de deux robinets cette pompe aspire à volonté dans la cale du navire ou dans le bassin à argile. Le tuyau de refoulement de la même pompe est embranché avec le tuyau de la pompe à bras qui sert à remplir ou à vider la chaudière, ou bien avec le tuyau des pompes d'alimentation; et au moyen de deux autres robinets l'eau de la cale sera refoulée à la mer, ou l'eau clarifiée d'argile aspirée dans le bassin sera injectée dans la chaudière. Cette pompe, ainsi disposée, ne sera employée à ce dernier usage que pendant quelques instants, au moment des extractions nécessaires pour diminuer la concentration du sel marin en dissolution dans l'eau de la chaudière, et seulement pour y entretenir la dose convenable d'argile.

(1) A bord du *Fautour*, on a établi pour cet usage une pompe spéciale dont le piston est mis en mouvement par la machine. A bord du *Castor*, on se sert de la pompe à bras, mue également par la machine.

ce dont il sera facile de juger à l'inspection des tubes indicateurs de niveau, ou de l'eau recueillie des robinets-jauge.

L'injection de l'argile se fait à l'eau chaude, en mettant le bassin qui la renferme en communication avec la bêche de l'eau élevée par la pompe à air, à l'aide d'un tube et d'un robinet. On se ménage ainsi la ressource précieuse d'une troisième pompe d'alimentation dans le cas où l'une des deux pompes destinées spécialement à ce dernier emploi viendrait à se déranger.

Ce mode d'injection de l'argile dans les chaudières, adopté maintenant sur tous nos bâtiments à vapeur de la marine royale, n'exige d'autre travail de la part des mécaniciens-conducteurs que de tourner à propos quatre robinets. Il en résultera une grande économie dans l'emploi de la matière, et la possibilité d'en faire usage, quelle que soit la durée de la traversée.

D'après les effets du nouveau mode d'emploi de l'argile, on croit que la dépense de cette matière peut être réglée à 5 kilogrammes par tonneau de charbon consommé par les chaudières à vapeur marines.

PL. IV.

Installation d'une des pompes d'épuisement de la cale pour injecter l'argile dans les chaudières des bâtiments à vapeur.

- Z Pompe d'épuisement de la cale mise en mouvement par le balancier de la machine, et servant à volonté de pompe d'injection de l'argile dans les chaudières.
- Y Tuyau de la pompe à eau froide ou pompe à bras pour remplir et vider les chaudières.
- Y' Embranchements qui mettent ce tuyau en communication avec les divers compartiments des chaudières.
- Z' Tuyau d'aspiration de la pompe Z pour épuiser l'eau de la cale.
- z' Robinet.
- Z'' Tuyau de refoulement de la même pompe.
- z'' Robinet.
- α Caisse cubique en ouivre avec double fond α' criblé de trous pour recevoir l'argile, et placée sous une des plaques amovibles du parquet de la coursive entre les deux machines.

b Tuyau de prise d'eau chaude dans la bêche du condenseur pour délayer et tamiser l'argile à travers le double fond *a'*.

b' Robinet.

c Tuyau d'aspiration de la pompe Z lorsqu'elle est employée à envoyer l'argile de la caisse *a* dans les chaudières. Ce tuyau est terminé par une lanterne ou crépine à quelques centimètres du fond de la caisse *a*.

c' Robinet.

d Tuyau de refoulement de la pompe Z, employée au même usage, communiquant avec le tuyau Y' de la pompe à bras.

d' Robinet.

Nota. Dans les appareils où la pompe à bras est disposée de manière à être mise en mouvement par la machine, l'installation ci-dessus peut être appliquée à cette pompe.

NOTE VI.

DES APPAREILS DE SURETÉ POUR PRÉVENIR LES EXPLOSIONS DES CHAUDIÈRES À VAPEUR.

Extrait du Rapport d'une Commission nommée au port de Toulon, en septembre 1856, pour examiner le projet d'ordonnance sur les bateaux à vapeur préparé par la Direction générale des Ponts et Chaussées et des Mines. (M. LÉVÊQUE, ingénieur de la Marine, rapporteur de la Commission.)

Les recherches des savants sur les explosions des chaudières à vapeur, l'examen des circonstances qui ont précédé ou suivi ces accidents, conduisent à les distinguer en deux genres : les unes, provenant d'un accroissement graduel de la tension de la vapeur, peuvent être prévenues par les soupapes ordinaires, surtout par les soupapes manométriques, et elles ont rarement des suites fâcheuses ; les autres, qui ne sont annoncées par aucun de ces moyens, sont produites par la formation instantanée d'une grande quantité de vapeur qui tient à un défaut partiel ou total d'alimentation.

Si l'eau cesse d'arriver dans la chaudière et qu'elle continue à fournir de la vapeur au moteur, le liquide s'abaisse progressivement et laisse à sec une certaine partie des conduits de feu ; ces derniers, en contact avec la flamme, deviendront incandescents et communiqueront une haute température à la vapeur, dont la tension pourra ne pas augmenter. Si on fait entrer brusquement de l'eau dans la chaudière, cette eau, arrivant sur des surfaces rouges ou mélangée avec une vapeur qui lui cède une grande quantité de calorique, se convertira subitement en fluide élastique, et produira une force vive capable de briser les chaudières les plus fortes. Si les plaques fusibles, les soupapes de sûreté, donnent alors passage à la vapeur, la dépression qui en résulte produit dans la chaudière un bouillonnement qui divise le liquide en globules, le rend très propre à s'approprier l'excès de calorique, et hâte le désastre que l'on veut éviter.

Il est une cause des explosions produites par une formation instantanée de vapeur. C'est l'accumulation du sédiment provenant des sels que les eaux de la mer surtout contiennent en abondance. Une couche épaisse de ces sels se trouvant intercalée entre la paroi de la chaudière et l'eau, cette paroi rougit, se dilate, et peut briser la couche de sédiment ; l'eau, frappant alors le métal surchauffé, développe brusquement une quantité considérable de vapeur au moment où la cohésion du métal est affaiblie par une haute tempé-

rature. Des nettoyages fréquents peuvent seuls empêcher ces événements en prolongeant en même temps la durée des chaudières.

Dans ce cas comme dans les deux précédents, toutes les soupapes sont insuffisantes ou nuisibles; c'est ce qui a fait conclure aux savants qui se sont occupés de ces phénomènes que dans les explosions par formation subite de vapeur les rondelles fusibles comme les soupapes de sûreté étaient *non seulement inutiles, mais même dangereuses*.

Le projet d'ordonnance, en donnant peu de surface aux rondelles, tend à diminuer les inconvénients, mais ne les fait pas disparaître. Le point de fusion ne reste pas invariable dans les alliages qui sont régulièrement exposés à une température si voisine de celle à laquelle ils fondent, la plaque se ramollit, se gonfle, et à le grand inconvénient de se déchirer à une pression correspondante à une température de beaucoup inférieure. Cet accident ne peut arriver sans produire une grande perturbation à bord du bâtiment, dans l'ignorance où l'on sera de la vraie cause de rupture. Si à ce moment on est obligé de chauffer pour doubler un écueil ou pour remonter un courant plus rapide, on est privé de la force de la machine lorsqu'on en a le plus besoin.

La fusion de la rondelle n'avertira pas toujours un chauffeur assez négligent pour laisser manquer d'eau la chaudière; si la tension de la vapeur qui a continué à faire mouvoir la machine par sa seule dilatation est devenue égale ou à peu près à la pression atmosphérique, la fuite de la vapeur aura lieu sans aucun bruit.

Le robinet qui pourront avoir les bâtiments destinés à une navigation maritime ou à être poussés fortuitement à la mer ne rendra pas moins fautive la négligence des surveillants; il facilitera la disposition qu'ont les conducteurs de machines à suspendre ou à détruire l'effet des plaques fusibles.

Dans les chaudières à courants de flamme intérieurs, la base de la cheminée qui traverse le réservoir de vapeur acquiert souvent une température très élevée qui, s'étendant à la partie supérieure de la chaudière, hâterait la fusion des rondelles sans signaler aucun danger; et si, contrairement à notre avis, l'application des rondelles fusibles était étendue aux bâtiments à vapeur, leur situation auprès des soupapes de sûreté, dans le voisinage de la cheminée, ne serait pas bien choisie.

Quand les sommets des foyers deviennent rouges, avant que cette haute température, gagnant toutes les parties de la chaudière, ait été signalée par

les rondelles, un abaissement de pression, une introduction de liquide, un changement de niveau produit à la mer par le mouvement des vagues, dans les rivières par un déplacement de poids, peuvent porter rapidement l'eau de la chaudière sur des surfaces incandescentes, et causer l'explosion.

L'attention de ne pas laisser baisser l'eau de manière à découvrir les conduits de flamme est sans contredit le préservatif le plus assuré contre les explosions; tout ce qui a pour but de faire connaître et de maintenir le niveau dans la chaudière, les flotteurs, les tubes en verre, les robinets, de grandes ouvertures faisant communiquer tous les compartiments des chaudières, le bon état des pompes alimentaires, suffisent pour rendre de pareils accidents impossibles.

Nous pensons qu'on doit trouver toutes les garanties suffisantes dans l'instruction et la surveillance constante des mécaniciens des bâtiments à vapeur, puissamment entretenue par la nécessité de veiller à chaque instant aux machines pour être prêts aux fréquentes manœuvres qu'exige la navigation, et qui ne leur permet ni de s'absenter ni de se livrer au sommeil pendant le temps limité de leur service. L'absence complète d'accidents fâcheux depuis plusieurs années sur les bâtiments de l'état prouve combien sont efficaces les moyens employés pour combattre les explosions.

Les Anglais, si expérimentés dans la navigation par la vapeur, n'ont point adopté les plaques fusibles. Nos machines à vapeur marines sont presque toutes d'origine anglaise. Les fabricants, qui répondent pendant un certain temps du bon état de leurs appareils, consentiraient-ils à une installation qu'ils regardent peut-être comme nuisible, et serait-il juste, de l'exiger des armateurs?

En résumé, les plaques fusibles sont d'un service peu sûr; elles peuvent foudre quand il n'y a rien à craindre, et ne rien signaler quand une explosion imminente se prépare. Elles n'offrent point de garanties certaines contre l'ignorance et l'inattention; elles sont insuffisantes dans les explosions par formation subite de vapeur; dans les augmentations lentes et progressives de tension, elles peuvent être remplacées par les soupapes ordinaires et les manomètres à air libre. En donnant une fausse indication, elles peuvent être la cause du naufrage et de la perte du bateau. (Voy. la *Notice* de M. Arago, *Annuaire du Bureau des longitudes*, 1830; le *Mémoire* de M. le baron Séguier sur sa chaudière tubulaire à foyer renversé, et le *Rapport* de M. Dulong sur cette chaudière.)

NOTE VII.

DU NOUVEAU SERVICE ACCÉLÉRÉ DE BATEAUX A VAPEUR POUR LE TRANSPORT DE
MARCHANDISES ET VOYAGEURS, DANS LA REMONTE DU RHÔNE D'ARLES A LYON,
ET, EN GÉNÉRAL, DE L'APPLICATION DE LA VAPEUR A LA NAVIGATION INTÉRIEURE.

1. Les journaux ont annoncé (1839) que l'*Aigle* n° 2, construit à La Seyne, près Toulon, par M. William Evans, et armé de deux machines à basse pression de MM. Miller et Ravenhill, chacune de la force de 40 chevaux, « a remonlé le Rhône d'Arles à Lyon en 41 heures 45 minutes; que son départ d'Arles a eu lieu le dimanche à 10 heures du matin, et son arrivée à Lyon le mardi suivant, à 4 heures et demie du soir », dans l'intervalle de 54 heures 30 minutes, ce qui suppose une interruption de marche de 12 heures 45 minutes pour les deux stations de nuit. Il nous a paru intéressant de vérifier jusqu'à quel point l'expérience a réalisé les prévisions du calcul.

Dimensions principales du bateau à vapeur L'AIGLE n° 2, de la force de 80 chevaux, appartenant à MM. LOUIS BRITTMAYER aîné et C^{ie}, de Lyon.

	Mesures anglaises. feet. inches.	Mesures françaises. m.
Longueur totale du navire.	200	61.00
Largeur au maître-couple.	20	6.10
Creux sur vaigrage (hors de l'emplacement des machines).	8 6	2.60
Tirant d'eau sans différence.	Lège, avec machines et charbon.	1 8 0.80
	Chargé, avec environ 55 tonneaux de marchandises et 150 passagers.	2 2 0.66

Ce bateau, construit en bois dans le système le plus léger, est à fond plat. Des pièces droites et transversales, assemblées à mortaise dans une cantonnière qui dessine le contour extérieur du fond et reçoit les bordures des murailles, composent cette plate-forme. Les murailles, qui n'ont en tout que 10 centimètres d'épaisseur, consistent en deux bordures en planches de 5 centimètres chacune, la bordure extérieure étant parallèle à la plate-forme, et la bordure intérieure croisant la première à 45 degrés. Quelques pièces droites avec tirants en fer le long des murailles et intérieurement forment un système qui lie solidement la plate-forme avec le pont supérieur.

	Mètres anglais.	Mètres français.
	feet inches	m.
Diamètre du piston du cylindre à vapeur des machines.	3 1	0.94
Course du piston.	8	0.91
Hauteur de la colonne de mercure mesurant la pression de la vapeur, en sus de la pression atmosphérique ($\frac{1}{2}$ atmosphère).	1 3	0.38
Vitesse que peut prendre le piston par minute (30 oscillations).	180	54.86
Diamètre extérieur des roues à aubes.	15	4.27
Longueur des aubes (au nombre de 14).	7 6	2.29
Largeur des aubes.	1 4	0.40

Le poids total des machines et chaudière est de 55 à 56 tonneaux métriques.

Lors des expériences en rade de Toulon devant la Commission de surveillance des bateaux à vapeur sous notre présidence, les roues ne faisaient que 26 révolutions par minute; et, à ce compte, la vitesse de sillage du navire n'était que de 4 mètres par seconde, c'est-à-dire les $\frac{1}{2}$ de la vitesse circonférentielle du bord extérieur des aubes en eau calme, d'après les proportions des roues adoptées par la plupart des constructeurs anglais. Mais les machines avaient besoin d'être réglées avant le départ du bateau pour sa destination, et pour accomplir toute la force dont elles étaient capables il fallait, suivant la méthode de la mesurer employée par ces mêmes constructeurs, que les roues fissent 30 révolutions par minute. La vitesse de sillage aura pu être alors de 4^m.50 par seconde, ou 16200 mètres par heure, ou bien de 2.916 lieues marines, ou 4.05 lieues terrestres de 4000 mètres par heure.

La Commission de surveillance a évalué à 75 lieues de 4000 mètres le parcours d'Arles à Lyon. D'après les recherches de MM. Tourasse et Mellet sur la navigation du Rhône, auxquelles on peut accorder toute confiance, « la vitesse moyenne de ce fleuve, selon la force des eaux, varie entre 1^m.5 à 2^m.5 par seconde; par place, elle est souvent de 3 à 4 mètres. Cette vitesse diminue à mesure qu'on approche de Beaucaire, et plus encore de cette ville jusqu'à Arles. » Pour tenir compte de l'effort à faire pour gravir la pente de la rivière, et de l'augmentation de résistance due à la configuration de son lit, nous avons supposé que le courant à surmonter avait la plus grande vitesse moyenne, qui est de 2^m.5. Le bateau a dû remonter avec une vitesse de 2 mètres par seconde, égale à l'excès de sa vitesse en eau calme sur celle du courant, c'est-à-dire à raison de 1.8 lieues terrestres par heure. Or 75 lieues divisées par 1.8 nous donnent 41 heures 40 minutes, même résultat, à 5 minutes près; que celui annoncé par les journaux.

Un autre bateau en fer, mû par deux machines à haute pression de la force

nominale de 50 chevaux chacune, a été construit à La Ciotat, vers la même époque (1839), pour la navigation sur le Rhône; mais il n'a pas donné les résultats auxquels on s'attendait. Les machines ont paru faibles, proportionnellement aux dimensions du navire. On a songé, dit-on, à leur donner plus de puissance en augmentant les chaudières.

Dimensions principales du bateau à vapeur LE YÉSCUR, de la force de 100 chevaux, construit par M. BENET de La Ciotat, pour le compte de MM. ROSSIGNOL et C^{ie}. — Machines de M. E. BURY, de Liverpool.

	Mesures anglaises. Pieds, pouces, lin.	Mesures françaises. m.
Longueur du navire.	166	50.60
Largeur au maître-couple.	21 4	6.30
Hauteur sur quille de l'axe des roues.	8	2.44
Tirant d'eau, sans différence.	Lège, à la mise à l'eau, la coque en fer garnie seulement de la bauquière et des barrots du pont. Chargé, pour la meilleure marche.	10 0.25 10 0.86
<i>Nota.</i> Le navire étant destiné à recevoir 120 tonneaux de marchandises; les machines ont été faites et placées pour le tirant d'eau de 34 pouces anglais. Il marcherait mieux sans doute avec moins de charge si, à vide, les aubes se trouvaient immergées.		
Diamètre du piston du cylindre à vapeur des machines.	1 7 1/2	0.50
Course du piston.	3 6	1.07
Hauteur de la colonne de mercure mesurant la pression de la vapeur, en sus de la pression atmosphérique.	8 4	2.44
La vitesse que doit prendre le piston est à raison de 36 oscillations par minute.		
Diamètre extérieur des roues à aubes.	15 3	4.65
Longueur des aubes.	7	2.13
Largeur des aubes.	1 9	0.53
Le poids total de l'appareil n'est que de 40 tonnes.		

Ce bateau est construit en fer, à l'exception des carlingues des machines et du pont, qui sont en bois. Les cornières en fer qui forment les membres ont de 74 sur 74 millimètres à 68 sur 61 millimètres. Les tôles qui bordent le navire ont 6 à 9 millimètres d'épaisseur.

Les machines, du système de M. E. Bury, l'un des meilleurs constructeurs de locomotives pour les chemins de fer, diffèrent peu de ces dernières, Les

deux cylindres placés vers le milieu du fond du navire sont inclinés, et agissent sur deux manivelles à angle droit entre elles. Deux chaudières à tubes absolument semblables à celles des locomotives sont établies tribord et bâbord entre chaque machine et la muraille, avec deux cheminées très peu élevées. Les cylindres et les chaudières ont des enveloppes en bois. Le fabricant des machines n'a point stipulé leur force; il s'est seulement engagé à ce que le navire immergé de 34 pouces anglais eût une vitesse de 16,000 mètres (4 lieues) à l'heure en eau calme (1).

Le *Vésuve* est le premier bateau établi par la compagnie des *Sirius* pour la navigation du Rhône. Les autres bateaux de cette compagnie construits depuis sur le même système de haute pression du *Vésuve* ont donné de meilleurs résultats que celui-ci; mais, s'ils ont eu quelque léger avantage de vitesse sur les *Aigles*, on doit l'attribuer à la plus grande force de leurs appareils et conséquemment à une plus grande consommation de combustible. Les *Sirius* n° 2 et n° 4 ont des machines de 180 chevaux de force nominale, fonctionnant à la pression de 4 atmosphères avec détente et condensation.

Le bateau *l'Aigle* n° 2 de 80 chevaux, dont il a été question au commencement de cette note, doit être construit d'après le même système que le *Star*, bateau de 120 chevaux, par Miller, naviguant sur la Tamise, et cité par M. Michel Chevalier dans son *Traité des intérêts matériels en France, Travaux publics*. On lit page 230 de cet ouvrage : « Presque tous les bateaux qui naviguent sur la Tamise ont une vitesse de 17,000 à 18,000 mètres (4 $\frac{1}{2}$ à 4 $\frac{1}{4}$ lieues). En 1836, *l'Express*, bateau en fer, naviguant sur la Clyde, entre Glasgow et Greenock, faisait 14 milles anglais (5 lieues $\frac{1}{2}$). Le *Star*,

(1) Nous ferons observer, à ce propos, que quelques personnes ont de la tendance à s'exagérer la supériorité de vitesse des bateaux à vapeur de rivière relativement à celle des bateaux à vapeur marins. L'erreur provient de ce qu'on ne tient pas compte de la différence assez grande qui existe entre la longueur de la lieue terrestre française ou anglaise et celle de la lieue de 20 au degré adoptée par les marins. (Voyez note (1), chap. 1, § 7.) D'après la première, le bateau *l'Aigle* n° 2 aurait filé plus de 12 milles terrestres à l'heure, et seulement 8 $\frac{1}{2}$ nœuds ou milles nautiques. Des bâtiments à vapeur de même force, construits dans un système semblable approprié à la mer, atteignent aussi cette vitesse, dans les mêmes circonstances de temps.

» sur la Tamise, bateau de 120 chevaux machines Miller, faisait plus de 12 milles anglais (5 lieues), et depuis, un autre bateau, construit aussi par » Miller, a dépassé cette vitesse. »

Nous ne connaissons pas la puissance motrice de ce dernier bateau, ni celle de l'*Express*; mais nous devons supposer qu'elles surpassent de beaucoup celle du bateau l'*Aigle* n° 2, cela seul pouvant expliquer leur supériorité de vitesse.

On lit dans le même ouvrage de M. Michel Chevalier à la suite des renseignements ci-dessus : « Sur le Rhône, à la descente entre Lyon et Avignon, » la vitesse est de 6 lieues à l'heure; à la remonte, elle n'est que 1 lieue $\frac{1}{2}$; » mais on espère atteindre bientôt une vitesse d'à peu près 2 lieues $\frac{1}{2}$ à l'aide » de nouveaux bateaux actuellement en construction. »

La vitesse moyenne du courant du Rhône étant estimée à 2^m.5 par seconde, ou à 2 $\frac{1}{2}$ lieues de 4,000 mètres par heure, pour remonter ce courant avec une vitesse de 2 $\frac{1}{2}$ lieues il faudrait réaliser une vitesse de sillage en eau calme de 4 $\frac{1}{2}$ lieues, et l'on verra par le tableau ci-après qu'aucun des bateaux de la compagnie des *Aigles* n'a pu encore atteindre cette vitesse, même en la calculant sur le régime du mécanisme qui donne la pleine puissance de l'appareil moteur; à l'exception toutefois de l'*Aigle de la Saône*, qui, destiné à ne porter que quelques passagers, est construit avec la plus grande légèreté possible, mais dont la vitesse de sillage en eau calme, calculée d'après la vitesse circonférentielle des roues au régime de la pleine puissance de la machine (régime qu'on n'a pu obtenir devant la commission de surveillance), paraît exagérée. Nous observerons aussi que ces bateaux sont inférieurs en force aux bateaux *le Star*, l'*Express*, etc., cités plus haut.

En l'année 1841, deux nouveaux bateaux pour la navigation du Rhône ont été construits dans les ateliers de MM. Schneider frères, du Creusot. Ces deux bateaux sont de la force nominale de 100 chevaux, en deux machines à cylindre incliné, fonctionnant à 2 $\frac{1}{2}$ atmosphères avec détente et condensation. — Diamètre de cylindre 87 centimètres; course de piston 1^m.75; détente commençant entre le $\frac{1}{2}$ et le $\frac{1}{4}$ de la course; 28 à 30 tours de roues, et 104 mètres de vitesse absolue des pistons par minute. — Longueur du navire sur le pont 67 mètres, largeur 5^m.70, et creux 2^m.40; la section au maître couple est un parallélogramme dont les angles sont arrondis sur un rayon de 30 centimètres; section immergée avec un chargement complet 5.70×0.85=4.84 mètres carrés. — Le système de l'appareil et des roues ainsi que les proportions du navire ont beaucoup d'analogie avec ceux des bateaux d'Amérique

dont nous donnons plus loin la description. Ces deux bateaux ont eu des résultats supérieurs à tous ceux qu'on avait obtenus jusqu'ici des bateaux des autres compagnies du Rhône. Avec un chargement de 90 tonneaux, ils ont employé 30 heures pour parcourir la distance estimée 290 kilomètres, dans la remonte d'Arles à Lyon; ce qui fait une vitesse de $\frac{290000}{30} = 9,666$ mètres = 2.4165 lieues par heure, contre le courant.

Dimensions principales des navires et des appareils des bateaux à vapeur de la COMPAGNIE DES AIGLES, construits à La Seyne, près Toulon. — Machines de MM. MILLER et RAVENHILL, de Londres.

Nom du bateau.	Aigle-de-la-Mer.		Aigle-du-Rhône.		Aigle-du-Rhône.		Aigle-de-la-Saône.	
Destination.	Marseille et Arles.		Arles et Lyon.		Arles et Lyon.		Lyon et Châl.-S.-Saône.	
Force nominale.	80 ch. en 2 mach. de 40.		80 ch. en 2 mach. de 40.		80 ch. en 2 mach. de 40.		80 ch. en 2 mach. de 40.	
Poids de l'appareil complet.	55 3604.		55 2801.		58 6668.		51 087.	
NAVIRE.	Mes. angl.	Mes. franç.	Mes. angl.	Mes. franç.	Mes. angl.	Mes. franç.	Mes. angl.	Mes. franç.
Longueur totale sur le pont.	feet inch 170 "	m. 51.814	feet inch 200 "	m. 60.958	feet inch 300 "	m. 60.958	feet inch 170 "	m. 51.814
Largeur de dehors en dehors.	20 "	6.095	20 "	6.095	18 "	5.476	16 "	4.877
Hauteur du pont à compter de la plate-forme infér. du nav.	10 "	3.048	8 7	2.616	7 6	2.235	7 4	2.235
Tirant d'eau {	Lège (avec machines et charbon).		2 "	0.610	1 8	0.508	1 4	0.406
	En charge (avec passagers et marchandises).		4 "	1.219	2 2	0.660	2 "	0.610
Epaisseur de la muraille en deux couches superposées.	Coteinte intérieure.		2 "	0.051	2 "	0.051	1 1/2	0.058
	Coteinte extérieure.		2 "	0.051	2 "	0.051	1 1/2	0.058
APPAREIL.	Mes. angl.	Mes. franç.	Mes. angl.	Mes. franç.	Mes. angl.	Mes. franç.	Mes. angl.	Mes. franç.
Diamètre du cylindre à vapeur d'une des deux machines.	3 1	0.940	3 1	0.940	3 7 1/2	0.900	2 4	0.711
Course du piston.	3 "	0.914	3 "	0.914	2 5	0.763	2 "	0.510
Pression de la vap. de la chaudière en sus de la pression extér.	atmosph. 0.535		atmosph. 0.465		atmosph. 0.455		atmosph. 0.455	
Vitesse absolue que doit prendre le piston par minute.	180 "	54.808	180 "	54.808	170 "	51.814	160 "	48.766
Nombre de coups de pist. par min. en régime de la machine	30		30		34		41	
Diamètre maximum des roues en dehors des aubes.	15 "	4.572	14 "	4.367	13 6	4.115	12 6	3.810
Longueur des aubes.	7 "	2.133	7 6	2.286	6 9	2.057	6 "	1.829
Largeur ou hauteur des aubes.	1 6	0.457	1 4	0.406	1 3	0.381	1 11	0.379
Nombre d'aubes.	14		14		12		12	
Vitesse du navire calculée {	en nœuds ou milles mar. par h.		9.3	8.7	9.5	10.34		
	d'après le diamètre des roues et la vitesse de régime de la machine		10.7	10.01	10.85	11.90		
	en lieues de 4,000 mètr. par h.		4.3	4.03	4.4	4.79		
Vitesse d'épreuve fin nav. en rade de Toulon, en la supposant égale aux deux tiers de la vitesse circonfer. des roues au bord extérieur des aubes.	Nomb. moy. de coups de pis. p. min.		27	29	30	38		
	Nœuds ou milles marins par heure.		8.3	8.4	8.3	9.82		
	Milles anglais par heure.		9.53	9.66	9.55	11.30		
	Lieues de 4,000 mètres par heure.		3.84	3.89	3.84	4.55		

Observation. — Les deux corps de chaudière de l'appareil de l'Aigle-de-la-Saône sont de forme cylindrique, de manière à fonctionner à une atmosphère en sus de la pression extérieure. Pour ce cas seulement, une augmentation de détente de la vapeur est produite à volonté par un autre tourillon interrompant l'admission dans la boîte à tiroir ordinaire au moyen d'un ressort à boudin exercé par une came fixée à l'arbre des roues. Ce système, essayé en présence de la Commission de surveillance des bateaux à vapeur, n'a pu offrir aucun avantage, et il a été abandonné pour l'ensemble de l'appareil à la condition des machines à haute pression, dans lesquelles la tension de la vapeur ne peut s'élever au dessus de demi-atmosphère.

Poids des machines.
Vitesse en eau calme.

Mesures anglaises.
50 tonnes.
13 $\frac{1}{2}$ milles

A cette vitesse de 13 $\frac{1}{2}$ milles anglais, obtenue par des expériences répétées, le navire avait 200 passagers à bord, la tension de la vapeur dépassait seulement de 3 $\frac{1}{2}$ livres celle de l'atmosphère, et le piston battait 30 coups par minute. La vitesse du piston était donc de 210 pieds anglais par minute, celle du bord extérieur des aubes d'environ 20 milles par heure (c'est-à-dire environ 1 fois $\frac{1}{2}$ la vitesse de sillage du navire; nouvelle confirmation de la règle suivie par les constructeurs anglais pour la détermination des proportions des roues à aubes).

L'auteur de l'article sur le paquebot *le Rubis* de la compagnie du Diamant, naviguant entre Londres et Gravesend, assure qu'aucun autre paquebot de cette compagnie ou de la compagnie rivale de l'Etoile (Star) n'a pu atteindre la vitesse de 13 $\frac{1}{2}$ milles à l'heure, en eau calme, et n'a pas dépassé celle de 12.7. Il compare les systèmes de construction du navire et des machines du *Rubis* avec ceux des bateaux d'Amérique. Il est digne de remarque, dit-il, que les Américains, qui ont la prétention d'imprimer à leurs bateaux des vitesses élevées de 15, 16 et quelquefois 18 milles à l'heure (ce qui au reste a été amplement contredit par un de leurs auteurs, M. James Renwick, qui établit que la plus grande vitesse dans une eau tranquille atteinte par le meilleur steamer américain a été, dans un exemple, de 14 milles à l'heure, et que le reste des bateaux de New-York n'obtient pas au delà), attribuent les principales causes de leurs triomphes à l'usage de la vapeur à haute pression avec expansion; à ce que les pistons de leurs machines, à grande longueur de coup, se meuvent à raison de 300, 400, et quelquefois 600 pieds par minute, et enfin à la forme supérieure des proues de leurs steamers, qui sont construites de manière à glisser sur l'eau au lieu de la couper.

À l'égard de toutes ces importantes matières, *le Rubis* diffère complètement des bateaux américains. Le piston parcourt seulement 210 pieds par minute; la vapeur est employée à une très basse pression; le coup des machines est très court, ayant seulement deux pouces de plus que le diamètre du cylindre, et l'avant du navire est tel qu'il doit couper ou diviser l'eau sans la moindre tendance à monter sur elle, cet avant ayant la forme d'un couteau, et la quille étant à deux pieds près égale en longueur à la flottaison.

» On doit conclure de ces faits que la vapeur à haute pression, la longueur du coup et la configuration de la proue, qualités si hautement prônées par les Américains, ne sont point du tout nécessaires pour la vitesse ; mais qu'au contraire les deux premières sont nuisibles, la longueur du coup rendant le navire lourd et la machine mal combinée et sans aucune utilité pour la mer, ainsi que les événements l'ont prouvé. » L'auteur s'élève ensuite avec véhémence contre l'emploi de la haute pression, sa consommation énorme de combustible, les nombreux désastres qu'elle a causés, et il ne va pas moins qu'à assimiler la haute pression au dieu *Moloch*, à qui l'on sacrifie des victimes humaines.

Sans partager l'opinion fort exagérée et surtout si emphatiquement exprimée de l'auteur de cet article, nous croyons comme lui, d'après les faits à notre connaissance et les inconvénients inhérents à l'application de la haute pression aux machines des navires, inconvénients contre lesquels les tentatives d'un grand nombre de mécaniciens ont été jusqu'à présent infructueuses, que ce mode d'emploi de la vapeur ne saurait convenir à la navigation, du moins à la navigation maritime ; mais si la pression élevée dans les machines marines ne peut réaliser l'économie de combustible bien constatée dans les machines établies à terre, cela tient évidemment à d'autres causes que celles signalées par l'auteur et que les mécaniciens cherchent depuis si long-temps à faire disparaître.

La longueur du coup et par suite un grand diamètre de roues sont certainement avantageux, et l'on doit augmenter la course du piston autant que l'espace limité pour loger les appareils à vapeur marins peut le permettre. (Chap. 2, § 4.) C'est peut-être la seule explication à donner de l'accroissement d'effet utile des machines, ou de sillage du navire en eau calme, qu'on obtient en augmentant la grandeur des bâtiments à vapeur, lors même que la puissance motrice reste proportionnelle à l'aire de la section immergée ou à la résistance directe de la carène. (Note II, art. 3.) En réduisant la longueur du coup ou de la course du piston, on est amené à augmenter en proportion le diamètre du cylindre ainsi que le nombre de coups que le piston doit battre par minute pour obtenir la force requise. Or, indépendamment d'un moindre effet de l'action des roues réduites à un plus petit diamètre, les chances de pertes par les fuites de vapeur croissent proportionnellement à la circonférence du piston ou au diamètre du cylindre de la machine ; le volume de vapeur perdue à chaque course, par le jeu ou l'espace libre nécessaire entre le piston et les deux extrémités du cylindre, augmente en raison directe du

carré du diamètre de celui-ci; enfin les pertes de force occasionnées par les changements alternatifs de direction de mouvement du piston sont proportionnelles au nombre de coups battus par ce piston (2).

Quant à la forme des bateaux à vapeur de rivière, celle qui a prévalu en Amérique nous semble avoir plus d'analogie avec la forme des gondoles et des caïques, que des siècles d'expérience ont consacrée. Le fond plat des gondoles ou celui à quille des caïques affectent une courbure très élançée vers les extrémités. L'observation suivante peut s'appliquer à l'avant des bateaux rapides, destinés à s'élever sur l'onde qui précède leur proue. D'après les expériences de M. John Russel, « il semblerait qu'une étrave mince a beaucoup plus d'influence sur la vitesse qu'on ne l'a jusqu'ici supposé; mais que la finesse des flancs n'a pas le degré d'importance qu'on lui a attribué. »

Enfin voici quelle est l'opinion de M. Jacob Perkins (*Enquête de la Chambre des communes sur la navigation à vapeur*, année 1831, n. 1755) : « Les bateaux à vapeur américains vont avec une vitesse plus considérable que les bateaux anglais, et produisent cependant moins de larmes. En voici la raison : leurs bateaux sont plus plats, tirent moins d'eau; ils ont aussi une marche plus prompte, et leurs roues à aubes ont un plus grand diamètre. Les bateaux qui vont avec le plus de vitesse ont des roues de 28 pieds de diamètre; les aubes employées avec ces roues produisent un plus grand nombre de vagues, mais moindres en étendue, et par conséquent moins dangereuses

(2) Tredgold détermine le rapport entre la longueur de la course du piston et le diamètre du cylindre d'après la considération de la surface de moindre refroidissement, et il en conclut que la course doit être double du diamètre. Cette considération paraît peu fondée dans la pratique, comme l'observe M. Mellet dans sa traduction française, en ajoutant que « c'est d'après d'autres considérations que l'on doit fixer le rapport de la longueur des cylindres à leur largeur, et principalement d'après la vitesse qu'on veut obtenir et les facilités des communications du mouvement. — La vitesse du piston est soumise à une limite qui dépend du temps nécessaire à la sortie et à la condensation de la vapeur. Cette condensation ne se fait pas instantanément; de sorte que, si le piston allait trop vite, la vapeur non encore condensée serait un obstacle à sa marche, et diminuerait l'effet utile. C'est donc là le principe qui doit régler la vitesse des machines à vapeur, et c'est à l'expérience à le déterminer. » (Notes aux pages 289 et 291 de la 2^e édition de la traduction française de l'ouvrage de Tredgold.)

pour les petites embarcations. La vitesse la plus considérable des bateaux américains les plus perfectionnés est de 14 milles par heure, sans le secours du vent ou de la marée. Ces bateaux, qui vont sur la surface de l'eau plutôt qu'ils ne la divisent, glissent dessus et ne produisent pas d'agitation, mais tendent, au contraire, à abattre les légères ondulations qui peuvent avoir été occasionnées sur l'eau par le passage de l'avant du navire, et je suis tout à fait convaincu que plus un bâtiment de forme convenable acquerra de la vitesse au delà d'une certaine limite, moins l'agitation de l'eau sera forte. »

Le bateau *l'Aigle de la Saône*, de la compagnie des *Aigles*, dont nous avons donné les proportions et la vitesse normale calculée, n'a pu atteindre la vitesse de sillage qu'on espérait en obtenir; ce que l'on a attribué aux résistances occasionnées par la configuration et le peu de profondeur du lit de la Saône. Dans cette rivière, qui a aussi fort peu de courant, la forme arrondie et élancée de la proue aurait probablement mieux convenu que celle extrêmement aiguë qu'on a adoptée pour la construction de ce bateau (3).

Observations sur les bateaux à vapeur d'Amérique.

3. Les observations suivantes sont extraites en grande partie d'un ouvrage publié à Londres, en 1833, et ayant pour titre : *Sketch of the civil engineering of North America, by David Stevenson, civil engineer*. Nous y avons joint les renseignements intéressants que M. Michel Chevalier a bien voulu nous communiquer en nous envoyant les dessins des machines à vapeur des bateaux *le Chauplain* et *l'Erie*, qui doivent faire partie de la collection de notre Atlas du génie maritime. (*Marine étrangère*, volume 4.)

Le plus grand nombre des bateaux à vapeur d'Amérique naviguent sur les

(3) • Pour les bateaux à vapeur de rivières, lorsque le tirant d'eau n'est pas limité, la forme la plus avantageuse est qu'ils soient aigus de l'avant, reployant l'eau de chaque côté; mais dans les rivières où il y a un très petit fond, l'avant arrondi en forme de cuillère peut être préférable. On est d'opinions diverses à ce sujet, et aucune expérience concluante n'a encore été faite. Je pense que le bâtiment fin a plus d'avantages que le bâtiment arrondi, contre le courant. • (*Enquête de la Chambre des Communes sur la navigation pour l'Inde. 1834. Témoignage de M. Joshua Field, n° 792 et 793.*)

surfaces unies des eaux des rivières, des baies ou bras de mer abrités des vents et des lames, au lieu que la plupart des bateaux à vapeur d'Europe vont en mer, affrontant les mauvais temps et les grosses vagues. Dans les premiers, une construction beaucoup plus légère et des formes plus fines sont suffisantes pour la solidité du navire, et procurent en même temps une beaucoup plus grande vitesse. La position de l'appareil et des logements, qui s'élèvent au dessus du pont, comporte des machines puissantes, avec une énorme longueur de course de piston; mais ces dispositions seraient tout à fait inapplicables aux bâtiments à vapeur naviguant sur nos côtes.

Les bateaux à vapeur d'Amérique peuvent être classés de la manière suivante : premièrement ceux naviguant dans les canx de l'est; cette classe comprend tous les bateaux affectés à la rivière de l'Hudson, au détroit de Long-Island et aux baies de la Chesapeake et de la Delaware, et tous ceux qui vont entre Boston, New-York, Philadelphie, Baltimore, Norfolk et autres ports sur la côte orientale du pays, ou ce que les Américains nomment le Bord-de-la-mer; secondement ceux naviguant dans les eaux de l'ouest, comprenant tous les steamers employés sur les rivières du Mississipi et ses nombreux affluents, du Missouri et de l'Ohio; troisièmement les steamers engagés dans la navigation des lacs. Les navires de ces trois classes varient beaucoup dans leur construction, qui a été modifiée eu égard aux services auxquels ils sont destinés.

Les caractères généraux qui distinguent les bateaux de l'est sont un faible tirant d'eau, une grande vitesse, et l'usage de machines à condensation de grandes dimensions, avec une grande longueur de course de piston. Sur les eaux de l'ouest, au contraire, les navires ont un plus grand tirant d'eau et moins de vitesse, et sont mus par des machines à haute pression de petites dimensions, dans lesquelles la vapeur est portée à une tension très élevée (de 100 à 150 livres par pouce carré de la chaudière) (4). Les steamers sur les lacs

(4) • Le capitaine du navire (*le Rufus Putnam*, entre Pittsburg sur l'Ohio et Saint-Louis sur le Mississipi, ayant une seule machine de 16 pouces de diamètre de cylindre et 5 pieds 6 pouces de course) m'informa que, dans les circonstances ordinaires, les soupapes de sûreté étaient chargées à raison de 138 livres par pouce carré, mais que la pression était quelquefois élevée jusqu'à 150 livres pour rendre le navire capable de passer les parties de la rivière où il y a un fort courant; et il ajouta, par voie de consolation, que ce degré de pression n'était jamais dépassé, excepté dans les circonstances extraordinaires. J'ai fait un court

ont une construction solide et un grand tirant d'eau, possédant les caractères des bateaux marins à un plus haut degré que ceux appartenant aux deux autres classes. Ils diffèrent encore par les mâts et les voiles, dont les autres ne sont pas munis.

Les bateaux des rivières de l'est méritent seuls de fixer particulièrement notre attention par la grande vitesse de sillage qu'ils obtiennent, et qui paraît presque incroyable en la comparant à celle des bâtiments à vapeur de notre pays.

D'après MM. David Stevenson et Michel Chevalier, les deux bateaux semblables *le Champlain* et *l'Erie* étaient cités, en 1837, parmi les meilleurs marcheurs des bateaux américains naviguant sur l'Hudson, entre New-York et Albany. Leurs dimensions sont les suivantes :

Longueur mesurée sur le pont.	180 pieds anglais	
Largeur sur le pont, au maître-bau.	25	(8°.53).
Plate-forme de chaque côté du pont.	14	
Largeur totale.	56	
Profondeur de la cale.	9	
Tirant d'eau ordinaire.	6	(1°.53).
Il y a sur chacun de ces bateaux 2 machines à condensation et à expansion, et 4 chaudières placées sur les défenses des roues, 2 de chaque bord.		
Diamètre des cylindres.	44 pouces angl.	(1°.117).
Course des pistons.	10 pieds	(3°.048).
Tension habituelle de la vapeur dans les chaudières.	45 livres angl.	(3 atm.).
Partie de la course où l'admission de vap. est interrompue.	$\frac{1}{2}$ de la course.	
Nombre de doubles courses des pistons par minute.	26	
Les aubes sont échelonnées et divisées en 3 parties dans le sens de leur longueur.		
Diamètre des roues à aubes.	22 pieds anglais	(6°.704).
Longueur d'aube (suivant M. D. Stevenson, 1837).	14 $\frac{1}{2}$	
Id. (suivant M. M. Chevalier, 1838).	12	
Hauteur d'aube.	30 pouces anglais.	

- voyage sur l'Ohio, à bord de ce navire; mais après avoir reçu cette information, je
- pris la résolution de le quitter à la première occasion qui se présenterait. » (*Sketch of the civil engineering, etc.*; p. 155. — Les explosions, comme on peut naturellement le supposer, sont très fréquentes sur les bateaux à vapeur des eaux de l'ouest. » (Id., p. 155.)

MM. D. Stevenson et M. Chevalier s'accordent pour évaluer à plus de 16 milles anglais (environ 14 milles-nautiques) la vitesse moyenne en eau calme des bateaux américains naviguant sur l'Hudson, entre New-York et Albany. Suivant M. M. Chevalier, « le Champlain et l'Erie, partant à 7 heures du matin de New-York, arrivaient avec leurs 400 passagers à 5 heures à Albany, après s'être arrêtés 15 à 16 fois pour prendre et déposer des voyageurs. La distance la plus exacte entre ces deux villes, celle donnée par les itinéraires, paraît être de 145 milles anglais. En supposant que l'on consacrait au moins une heure aux affaires des escales, cette distance de 145 milles était parcourue en 9 heures; ce qui fait une vitesse moyenne de plus de 16 milles anglais, ou de plus de 6 lieues de poste à l'heure. M. M. Chevalier a vu même une fois le Champlain arriver à Albany à 4 heures 25 minutes. »

Cette vitesse de plus de 16 milles anglais à l'heure qu'obtiennent les bateaux à vapeur d'Amérique est certainement considérable; mais elle n'est pas plus grande que ne le comportent les formes et les proportions de ces bateaux, ainsi que les puissances des appareils qui leur servent de moteurs, et dont les dispositions, comme nous l'avons déjà dit, seraient inapplicables aux bâtiments à vapeur de nos contrées. En faisant usage de la formule de M. Poncelet (note VIII) pour mesurer la puissance en chevaux de l'appareil du Champlain, nous aurons l'équation

$$F = \frac{0.7854d^2N\left(\frac{Q}{0.1033} - p'\right)}{4500} \times f,$$

dans laquelle $d^2 = (1^m.117)^2 = 1^m.248$, $N = 2 \times 3^m.048 \times 26 = 158^m.496$, $\frac{p}{1.033} = 3$ atm., $0 = 3$, $Q = 21679^m$ et $p' = 1500^m$. La vitesse absolue du piston étant très grande, elle doit diminuer sensiblement la pression utile de la vapeur sur ce piston, et nous attribuerons à f ou au coefficient de correction de la formule théorique la plus petite des valeurs données dans le tableau de M. Poncelet, c'est-à-dire que nous prendrons seulement $f = 0.33$ ou $\frac{1}{3}$, comme pour les machines à haute pression, dites d'Oliver Evans. Nous aurons pour la force effective d'une des deux machines du Champlain

$$F = \frac{0.7854 \times 1.248 \times 158.496 \times (21679 - 1500)}{4500} \times \frac{1}{3} = 232.21 \text{ chevaux,}$$

et pour les deux machines on la puissance motrice de l'appareil,

$$464.42 \text{ chevaux.}$$

Cherchons maintenant quelle doit être la vitesse normale en eau calme du *Champlain*, mû par un appareil de la force de 464.42 chev. D'après l'équation

$$V = \sqrt[3]{\frac{F}{KB^2}},$$

dans laquelle $K = 0.011$ (ch. 1, § 9), et $B^2 = 8^2.53 \times 1^2.83 = 15^2.61$ (le navire étant à fond plat, et sa section immergée à peu près rectangulaire), nous aurons

$$V = \sqrt[3]{\frac{464.42}{0.011 \times 15.61}} = \sqrt[3]{2704.6} = 13.93 \text{ milles natiq.} = 16.04 \text{ mill. angl.},$$

par heure (5).

La consommation du combustible du *Champlain* est, suivant M. Stevenson, d'environ 40 cordes de bois de pin par voyage, ou de 4 cordes par heure, le voyage entre New-York et Albany étant de 10 heures y compris les escales. Or, d'après le même auteur, page 170, 2 $\frac{1}{2}$ cordes de bois produisent le même effet qu'un tonneau de charbon. La consommation de charbon serait donc équivalente à $\frac{4}{2.75} = 1.4545$ tonneaux de charbon par heure et pour 46.442 chevaux, ou de $\frac{1454.5}{464.42} = 3.13$ kilogrammes de charbon par cheval et par heure; consommation plus forte que celle du *Great-Western*, dont l'appareil a à peu près la même puissance. (Note II.)

Le prix de la corde américaine, dont la contenance est de 128 pieds cubes, varie de 5 à 20 shillings, selon les localités. En estimant, d'après M. M. Chevalier, le prix ordinaire de la corde de bois de pin à 21 fr. 30 cent. (4 dollars), le *Champlain* dépenserait 852 francs de combustible pour un voyage de 10 heures entre New-York et Albany. Suivant encore M. M. Chevalier, un bon bateau des états voisins de l'Atlantique, avec des chaudières en cuivre, coûtait, en 1835, 375 à 400,000 francs, y compris les emménagements. La machine, quand il n'y en a qu'une, coûte 65 à 80,000 francs, sans compter les chaudières. Le *North America* a coûté 533,000 francs (100,000 dol-

(5) On voit que notre formule pour déterminer la vitesse normale d'un bâtiment à vapeur d'après la puissance de son appareil et l'aire de la section immergée du navire se vérifie, dans cet exemple, d'une manière aussi satisfaisante que pour les grands steamers qui font les traversées d'Angleterre aux États-Unis d'Amérique. (Note II, art. 2.)

» lars). Un bon bateau de l'est dure, en subissant une refonte, douze à quinze ans.

La forme des roues à aubes des bateaux à vapeur américains est en général la même, mais elle diffère entièrement de celle des bâtiments à vapeur de nos contrées. Chaque roue est divisée en deux et quelquefois trois compartiments, en ce sens que chaque aube n'occupe que la moitié ou le tiers de la largeur totale de la roue, et que les rayons sont rangés en trois ou quatre séries dans des plans parallèles. « Cette construction, dit le docteur James Renwick » (*Traité de la machine à vapeur*, New-York, 1830), fut introduite par M. Stevens, de New-York, et peut être décrite en supposant une roue à aubes ordinaire sciée en trois parties par des plans perpendiculaires à son axe. Chacune des deux roues additionnelles ainsi formées est alors ramenée en arrière, jusqu'à ce que leurs aubes divisent l'intervalle des aubes de la roue primitive en trois parties égales. Avec cette forme, le choc de chaque aube est réduit au tiers de ce qu'il est avec la forme usuelle de la roue ordinaire; ces aubes sont séparées par de moindres intervalles de temps, et par là elles approchent de plus près d'une résistance constante, tandis que chacune, suivant la trace de celles appartenant à son propre système, frappe une eau légèrement troublée. »

Le grand diamètre des roues à aubes américaines ne rend pas nécessaire l'emploi des aubes cycloïdales de M. Field, ou des aubes excentriques de M. Morgan, actuellement adoptées en Angleterre pour obvier aux désavantages provenant de l'impulsion indirecte et du *retour* de l'eau, qui affectent si puissamment l'action des roues d'un petit diamètre.

Dans quelques bateaux des eaux de l'ouest, qui sont souvent très chargés, les roues sont construites avec des aubes mobiles, afin que leur hauteur puisse être augmentée ou diminuée suivant le tirant d'eau du navire; mais cette construction n'est en usage dans aucune autre partie du pays.

Les steamers américains sont mus généralement par une seule machine, et quelquefois on a jugé nécessaire de placer un contre-poids sur les roues à aubes pour aider la machine à franchir ses *centres* (points morts). Toutefois la grande longueur de la course du piston contribue suffisamment à porter, dans la plupart des cas, la machine au delà de ses *centres*; à défaut, les roues à aubes, par leur grand diamètre, y suppléent, et agissent comme les volants sur les machines à vapeur employées à terre pour régulariser le jeu de l'appareil. De même, dans les navires où deux machines sont en usage, les bielles ne sont pas attachées à un seul axe; chaque machine travaille indépendam-

ment de l'autre et conduit seulement une des roues à aubes, au lieu que dans nos contrées les bielles de l'une et de l'autre machine sont attachées au même axe par des manivelles placées à angle droit entre elles, de telle sorte qu'une machine exerce sa pleine puissance au moment même où l'autre machine n'exerce aucun effort, la force motrice étant ainsi employée de la manière la plus avantageuse pour entretenir la vitesse de l'appareil. La petite course de piston et par suite le faible diamètre des roues à aubes des bateaux d'Europe rendent cette disposition nécessaire pour que les machines soient capables de franchir leurs points morts.

L'agitation produite dans l'eau par le passage des rapides steamers américains est excessivement faible; l'eau, à la distance de 12 pouces (30 centimètres) sur l'avant de leurs proues, présente une surface parfaitement unie et tranquille. Une feuille mince ou éclaboussure, composée de petits globules d'eau de $\frac{1}{16}$ à $\frac{1}{8}$ de pouce de diamètre, s'élève à peu près perpendiculairement en avant du tillac-mér à la hauteur de trois et tout au plus de quatre pieds, et retombe ensuite dans l'eau de chaque côté du navire. Il y a peu ou point de commotion à l'étambot, et les vagues divergentes qui accompagnent constamment les steamers d'Europe et qui se brisent avec une violence considérable sur les bords de nos rivières ne sont point produites par les rapides bateaux d'Amérique. Les vagues, par le travers de ces bateaux, sont très légères et paraissent être à peu près parallèles, de sorte que la trace marquée par le sillage du navire disparaît à une faible distance. Ces faits sont entièrement d'accord avec les résultats de quelques expériences de M. Russel, d'après lesquelles il a été porté à conclure que « la commotion produite par un navire se mouvant à travers un fluide est beaucoup plus grande pour des vitesses moindres que celle de la vague (laquelle est proportionnelle à la profondeur de l'eau) que pour des vitesses supérieures à celle de cette dernière. » (*Recherches sur l'hydrodynamique*, publiées dans les *Transactions de la Société royale d'Edimbourg pour 1837*, par John Scott Russel.)

Dimensions de quelques bateaux à vapeur américains naviguant en 1837,
données par M. DAVID STEVENSON.

Nome.	Longueur du pont.		Largeur du bau.		Profondeur de la cale.		Nombre de machines.	Longueur de la cheminée.		Nombre de pistons.	Diamètre des roues à aubes.		Largeur des aubes.		Épaisseur des aubes.	Tirant d'eau.	A quelle partie de la coque la vapeur est coupée.	Nombre des chaudières pour chaque machine.	Remarques.
	feet.	in.	feet.	in.	feet.	in.		feet.	inch.		feet.	in.	feet.	inch.	feet.				
De Wilt Clinton.	235	0	28	0	9	0	1	10	6½	2	2	14	28	6					Ancien bateau naviguant entre New-York et Albany.
Providence.	180	0	27	0			1	10	65						9				Ancien bateau naviguant entre New-York et Providence.
Champlain.	180	0	28	0	9	0	2	10	44	22	0	14	30				4	26	Deux beaux navires, naviguant entre New-York et Albany, ayant quatre chaudières pleines sur les deux flancs, deux de chaque côté; ils brûlent 35 ou 40 cordes par voyage.
Erie.	180	0	28	0	9	0	2	10	44	22	0	14	30				3	26	
North America.	200	0	26	0	8	0	2	8	44										Navig. entre New-York et Albany.
Independence.	148	0	26	0			4	10	44										Id.
Albany.	212	0	26	0	9	0	1	10	65	24	5	14	30					19	
Lexington.	207	0	21	0	11	0	1	11	58	23	0	9	30					24	Id. New-York et Providence.
R.-L. Stevens.	179	0	24	0			1	10	36	22	0	11							
Bunkerhill.		24	0	9	0		1	11	41	31	0	11	26					26	Id. New-York et Hartford.
Highlander.	175	0	24	0	8	0	1	10	41	20	0	9	29				4	29	Id. New-York et Newburgh.
Narragansett.	210	0	26	0	10	7	1	11	56	25	0	11	26	5			4	24	Id. New-York et Providence.
Massachusetts.	200	0	30	0	12	0	2	9	44	21	½	0							Id.
Rhode Island.	210	0	26	0			1	11	60	24	0	11	30	6½				21	Id.
Swallow.	224	0	22	0	8½	0	1	10	56	22½	0						½		Id. New-York et Albany.
Rochester.	209	10	24	0	8½	0	1	10	43	24	0	10	30	4			½	27	Id.
Giraffe.	175	0	26	0	7½	0	1	11	44	26	0	9		4					Id. New-Orleans et Mobile.
Utica.	180	0	21	0			1	10	39	22	1	10							Id. New-York et Albany.
Winosky.	135	0	21	0			1	7	33	19	0	7	32	4½			½	22	Id. sur le lac Champlain.
New-York.	228	0	22	8			1	10	50	24½	0	12	30	4			½	22	Id. New-York et New-Haven.

Les steamers des eaux de l'ouest sont mus par une seule machine, et quelquefois par deux. Lorsqu'on emploie deux machines, leurs bielles sont attachées sur le même axe des roues, par des manivelles à angle droit entre elles, comme dans les steamers d'Europe. Lorsqu'on n'emploie qu'une seule machine, ce qui a le plus généralement lieu, un grand volant de 10 à 15 pieds de diamètre est fixé sur l'arbre de la roue à aubes, pour régulariser le jeu de l'appareil. Les cylindres sont invariablement placés dans une position horizontale, et les machines sont toujours construites sur le principe de la haute pression.

Le Saint-Louis, l'un des bateaux les plus récents sur le Mississipi, a 230 pieds de longueur au pont, et 28 pieds de largeur au bau. Il tire 8 pieds d'eau et porte environ 1000 tonneaux. Ce navire est mû par deux machines avec des cylindres de 30 pouces de diamètre et 10 pieds de longueur de course, fonctionnant avec de la vapeur ayant une pression de 100 livres anglaises par pouce carré.

Les steamers naviguant sur les lacs et le fleuve Saint-Laurent diffèrent matériellement de ceux des eaux de l'est et de l'ouest, et ressemblent davantage par leur construction et leur apparence aux steamers d'Europe.

Les steamers des lacs sont solidement construits, munis de mâts et de voiles, et mus par de puissantes machines dont quelques unes sont à haute pression et quelques autres sur le principe de la basse pression.

Le plus grand steamer sur les lacs, en 1837, était *le James Madison*. Il a 181 pieds de longueur sur le pont, 30 pieds de largeur au bau, et 12 pieds 6 pouces de profondeur de cale. Il porte environ 700 tonneaux de marchandises, et tire à peu près 10 pieds d'eau. Il navigue entre Buffalo sur le lac Érié, et Chicago sur le lac Michigan, distance de 950 milles.

Le plus grand steamer sur le fleuve Saint-Laurent a 210 pieds de longueur au pont, 33 pieds 6 pouces de largeur au bau, et tire 10 pieds d'eau. Il est mû par deux machines à condensation, ayant des cylindres de 60 pouces de diamètre et 8 pieds de longueur de course. Ce steamer est principalement employé à remorquer les navires. Il a une petite machine de la force d'environ 3 chevaux pour alimenter d'eau les chaudières lorsque le bâtiment est arrêté.

NOTE VIII.

MÉTHODE EMPLOYÉE EN FRANCE POUR ÉVALUER LA FORCE DES MACHINES À VAPEUR, D'APRÈS M. PONCELET.

1. F représente la force de la machine exprimée en chevaux-vapeur, dont l'unité est égale à 4,500 kilogrammètres par minute ou 75 kilogrammètres par seconde.

d est le diamètre du piston du cylindre à vapeur exprimé en mètres.

π , rapport de la circonférence au diamètre, est égal à 3.1416.

N est le nombre de mètres parcourus par le piston pendant une minute.

c est la longueur de la course du piston, exprimée en mètres.

n est le nombre de coups ou de doubles courses du piston par minute.

r est la vitesse du piston en mètres par seconde.

p est la pression de la vapeur dans la chaudière, exprimée en kilogrammes par unité de surface; elle se déduit de la tension indiquée par le manomètre de la chaudière, en observant que la pression atmosphérique, qui équivaut au poids de 1.033 kilogrammes par centimètre carré ou 10330 kilogrammes par mètre carré de surface, fait équilibre à une colonne de mercure de 76 centimètres de hauteur.

p' est la pression de la vapeur après qu'elle a produit son effet sur le piston, soit dans le condenseur, soit en s'échappant dans l'atmosphère; elle est aussi exprimée en kilogrammes par unité de surface. Dans les machines à condensation, elle se déduit du degré de vide indiqué par le baromètre du condenseur, ou, à défaut, de la température de l'eau de condensation au moyen de la table de MM. Arago et Dulong indiquant les *forces élastiques de la vapeur d'eau correspondantes aux températures*; elle est estimée moyennement à 0.15 kilogrammes par centimètre carré de surface, ou 1,500 kilogrammes par mètre carré. Dans les machines sans condensation, p' est égal à la pression atmosphérique, c'est-à-dire à 1.033 kilogrammes par centimètre carré, ou 10,330 kilogrammes par mètre carré.

O est le volume après la détente d'un mètre cube de vapeur prise à la tension d'une atmosphère.

Q est la quantité de travail correspondante à ce volume, laquelle est égale à 10,330 kilogramètres quand il n'y a pas de détente ou que $O=1$. (Voyez à la fin de cette note les valeurs correspondantes de O et Q calculées par M. Poncolet.)

f représente le coefficient de correction de la formule théorique déduit de l'expérience pour obtenir le travail mécanique ou effet utile, en tenant compte des résistances nuisibles produites par les frottements, etc.

Formules générales.

1^{re} Classe. — Machines sans détente.

$$F = \frac{\frac{1}{2} \pi d^2 N (p - p')}{4500} \times f = \frac{\frac{1}{2} \pi d^2 v (p - p')}{75} \times f.$$

2^e Classe. — Machines avec détente.

A un seul cylindre :

$$F = \frac{\frac{1}{2} \pi d^2 N \left(\frac{Q}{O} \cdot \frac{p}{1.033} - p' \right)}{4500} \times f = \frac{\frac{1}{2} \pi d^2 v \left(\frac{Q}{O} \cdot \frac{p}{1.033} - p' \right)}{75} \times f,$$

à deux cylindres :

$$F = \frac{\frac{1}{2} \pi d^2 \frac{2cn}{60} \left(Q \cdot \frac{p}{1.033} - 0p' \right)}{75} \times f.$$

c étant la course du petit piston pendant laquelle la vapeur est admise, et n étant égal à $\frac{60 \cdot v}{2C}$, si la course C du grand piston correspond à la vitesse de la manivelle, ou à l'extrémité du balancier.

Applications aux divers systèmes de machines.

1^{re}. Machines à basse pression, à condensation et sans détente, dites machines de Watt.

$$F = \frac{0.7854 d^2 N (p - p')}{4500} \times f = \frac{0.7854 d^2 v (p - p')}{75} \times f.$$

p ou la tension de la vapeur dans la chaudière correspond, en général, à une atmosphère et quart pour les machines à basse pression, ou à une hauteur de 19 centimètres de mercure au manomètre, et p est alors égal à 1.2912 kilog. par centimètre carré ou 12912 kilog. par mètre carré. — p' ou la ten-

sion dans le condenseur est estimée moyennement à 0.15 kilog. par centimètre carré ou 1500 kilog. par mètre carré.

Valeurs de f ou du coefficient de correction pour les machines à basse pression.

Force des machines en chevaux de 75110.	En très bon état d'entretien.	En état ordinaire d'entretien.
4 à 8	0.50	0.42
10 à 20	0.56	0.47
30 à 50	0.60	0.53
60 à 100	0.65	0.60

2° Machines à moyenne pression, sans condensation et sans détente ; dites à haute pression de Watt.

Même formule que la précédente, en remplaçant $p' = 1500$ par $p' = 10330$, et en donnant à p sa valeur correspondante à la pression dans la chaudière ; même coefficient de correction.

3° Machines à moyenne pression, à condensation et avec détente.

A un seul cylindre :

$$F = \frac{0.7854 p N \left(\frac{Q}{O} \cdot \frac{P}{1.033} - p' \right)}{4500} \times f = \frac{0.7854 p N \left(\frac{Q}{O} \cdot \frac{P}{1.033} - p' \right)}{75} \times f$$

$\frac{P}{1.033}$ ou la pression de la vapeur dans la chaudière est exprimée en atmosphères et fraction d'atmosphère ; elle varie de 2 à 4 atmosphères pour les machines à moyenne pression avec détente et condensation et à un seul cylindre, telles que celles des bateaux américains des eaux de l'est des États-Unis.

p' ou la tension dans le condenseur est égale à 1500 kilog. par mètre carré, en général.

O est le rapport numérique du volume qu'occupe la vapeur après s'être détendue à celui fourni par la chaudière.

Q est la valeur correspondante à O, prise dans la table.

A deux cylindres (machines dites de Woolf) :

$$F = \frac{0.7854 d^2 \frac{2\pi n}{60} \left(Q \frac{p}{1.033} - 0 p' \right)}{75} \times f.$$

Lorsque les pistons des deux cylindres ont des courses inégales, $O = \frac{CD^2}{od^2}$, D étant le diamètre du grand cylindre où s'opère la détente de la vapeur qui vient du petit cylindre, et C la course du grand piston. — Lorsque les deux courses sont égales, $O = \frac{D^2}{d^2}$, et l'on peut remplacer $\frac{2\pi n}{60}$ par v dans la formule.

Valeurs de f ou du coefficient de correction pour les machines à moyenne pression et à détente.

Force des machines en chevaux de 750 ^{mm} .	En très bon état d'entretien.	En état ordinaire d'entretien.	Observations.
4 à 8	0.33	0.30	
10 à 20	0.42	0.35	Expériences de Donay. 1828.
20 à 40	0.50	0.42	Expériences de M. de Prony.
60 à 100	0.60	0.55	Rapport des mines de Cornouailles.

4^o Machines à moyenne pression, avec détente et sans condensation.

Même formule que la précédente à un seul cylindre, en remplaçant $p' = 1500$ par $p' = 10330$; même coefficient de correction.

5^o Machines à haute pression, avec détente et sans condensation; dites d'Oliver Evans.

Même formule que la précédente, en faisant $p' = 10330$. Le coefficient de correction, ou f , est moyennement égal à 0.40 pour une machine en très bon état d'entretien, et à 0.35 pour une machine en état ordinaire d'entretien.

TABLE des quantités de travail totales produites, sous différentes détente, par 1 mètre cube de vapeur d'eau prise à la tension de 1 atmosphère.

O	Q	O	Q	O	Q
Volume après la détente.	Quantité de travail correspondante.	Volume après la détente.	Quantité de travail correspondante.	Volume après la détente.	Quantité de travail correspondante.
1.25	12635	4.25	25277	7.25	30794
1.50	14518	4.50	25867	7.50	31144
1.75	16111	4.75	26426	7.75	31483
2.00	17490	5.00	26935	8.00	31811
2.25	18707	5.25	27459	8.25	32129
2.50	19793	5.50	27940	8.50	32437
2.75	20780	5.75	28399	8.75	32736
3.00	21679	6.00	28839	9.00	33027
3.25	22506	6.25	29261	9.25	33310
3.50	23271	6.50	29665	9.50	33585
3.75	23984	6.75	30055	9.75	33854
4.00	24650	7.00	30431	10.00	34116

Nota. Quand il n'y a pas de détente, ou que le volume reste égal à 1, le travail produit par l'action directe du mètre cube de vapeur est 10330^{kgm}.

Observations générales sur la méthode pratique pour évaluer la force des machines à vapeur à pression élevée.

2. Il nous semble qu'à l'exemple de Watt dans sa méthode pratique pour évaluer la force des machines à basse pression, on devrait adopter un seul coefficient de correction de la formule théorique pour obtenir l'effet utile des machines à pression élevée.

Pour faire une large part à la probabilité que les machines ne soient pas jeunes dans le meilleur état possible, Watt a calculé les dimensions de celles à basse pression en comptant seulement que la vapeur qui arrive au cylindre avec la tension d'une atmosphère et un sixième ou de 17.5 livres anglaises par ponce carré (1.2032 kilog. par centimètre carré) n'exerce que 7 livres de pression utile par ponce carré (0.4919 kilog. par centimètre carré) de la surface du piston (chap. II, § 4 et § 5. Voyez aussi les conditions des marchés passés avec les constructeurs anglais de machines marines à basse pression); tandis qu'il reconnaît que ces mêmes machines sont capables d'exercer une force de 10 1/4 livres par ponce carré, c'est-à-dire de moitié en sus lorsqu'elles sont en bon état (1). Le coefficient constant qui résulte de cette méthode est donc, en l'appliquant à la formule de M. Poncelet, pour les machines à basse pression, $(p - p')f = (1^{\circ}.2032 - 0^{\circ}.16)f = 0^{\circ}.4919$, d'où $f = \frac{0.4919}{1.0552} = 0.46616$; il diffère très peu, comme on voit, de celui donné par M. Poncelet pour les machines à basse pression de 10 à 20 chevaux en état ordinaire d'entretien. Il serait par conséquent très naturel d'adopter pour les machines à moyenne pression avec détente et condensation, comme coefficient unique, celui également donné par M. Poncelet, et conclu des expériences de M. de Prony lui-même au moyen de son frein dynamométrique sur des machines de ce système et de la force nominale de 20 à 40 chevaux.

Il faudrait aussi, à l'exemple de Watt et comme conséquence de sa méthode, en adoptant un coefficient unique, dresser une échelle des dimensions des machines à pression élevée semblable à celle qu'il a fixée pour les machines à basse pression, et dans laquelle les longueurs de course et les vitesses de piston suivraient une progression régulière en raison directe de la force nominale des machines. Cette méthode pratique de calculer les dimensions des machines serait très rationnelle et conforme d'ailleurs au principe incon-

(1) Ceci explique très bien comment il se fait, par exemple, que nos bâtiments à vapeur de 160 chevaux, qui obtiennent généralement une vitesse normale de 9 nœuds lors des épreuves de recette, ne réalisent plus que celle d'environ 8 nœuds, en eau calme, après peu de temps de service. En effet, la vitesse de sillage d'un navire à vapeur étant proportionnelle à la racine cubique de la force motrice, et celle-ci étant réduite dans le rapport de 1.5 à 1, la vitesse normale diminuera dans le rapport de $\sqrt[3]{1.5} : \sqrt[3]{1}$ ou 1.145 : 1, et sera égale à $\frac{9}{1.145} = 7.86$ nœuds.

testable énoncé par M. de Pambour, savoir : que, lorsque le mouvement est parvenu à l'uniformité, la quantité d'action (la pression multipliée par la vitesse) exercée par la vapeur sur le piston est égale à la quantité d'action que la résistance lui oppose en sens contraire. La vitesse du piston augmentant, la pression de la vapeur sur ce piston diminue, et l'on conçoit très bien alors que, comme Watt l'a établi, la dépense de vapeur reste toujours proportionnelle à la force qu'exerce une machine, c'est-à-dire que le même volume de vapeur par minute et par force de cheval est nécessaire, quelle que soit la force nominale des machines d'un même système; dans les machines à détente ce volume est déterminé proportionnellement à la tension de production de la vapeur et aux effets utilisés de la détente et de l'avance à l'émission.

En France, où les machines à pression élevée sont généralement préférées aux machines à basse pression pour les usines et les manufactures, les constructeurs se sont fait des échelles de dimensions, déduites du calcul ou de leur propre expérience, mais qui diffèrent notablement entre elles. Les uns ont suivi la règle donnée par Tredgold, pour calculer la force de leurs machines; les autres, celle de M. Poncelet, et cette dernière nous paraît mériter plus de confiance que la première, qui est fondée sur une théorie très hasardée, comme la plupart des questions théoriques traitées par l'auteur anglais; d'autres enfin, en suivant la règle de M. Poncelet, ont pris différents coefficients de la formule théorique. Le même désaccord existe pour le degré auquel ils emploient la détente *normale* ou celle correspondante à la puissance pour laquelle la machine et surtout la chaudière ont été calculées. Ainsi, dans les machines à 4 atmosphères à détente et sans condensation, cette détente est fixée tantôt à la $\frac{1}{4}$ course du piston, tantôt au $\frac{1}{2}$, tantôt au $\frac{3}{4}$. Le degré de la détente produisant le maximum d'utilité *relative* à la machine (2)

(2) Il est évident que les deux limites de l'utilité *relative* de la détente et de son utilité *absolue* seraient ici beaucoup plus éloignées entre elles que dans les machines à basse pression, et qu'on pourrait aller jusqu'à la dernière de ces deux limites pour régler l'état normal de la puissance motrice; mais alors on serait entraîné à augmenter trop considérablement le diamètre des cylindres et par suite les proportions et les poids des autres parties du mécanisme. Il convient de s'arrêter à un terme moyen; se réservant d'ailleurs, à l'aide d'une expansion variable entre ces deux limites, de pouvoir au besoin augmenter ou réduire la puissance motrice nominale des appareils.

(chap. II, § 6), à telle tension de vapeur donnée, ne pourra être bien déterminé que par une suite d'expériences directes, faites au moyen de soupapes de distribution ou de tiroirs d'essai avec les appareils combinés de l'indicateur de Watt et du frein de Prony, le premier mesurant l'effort du moteur résultant de chaque mode de distribution, le second le travail mécanique ou l'effet utile sur la résistance à vaincre. C'est ainsi que MM. Maudslay ont dû procéder dans leurs recherches de la proportion de détente la plus convenable pour leurs machines marines à basse pression. (Chap. II, § 6.)

Il appartiendrait donc à l'autorité des savants qui entreprendraient ces expériences de provoquer, parmi les constructeurs français, l'adoption d'échelles communes pour les dimensions des machines à vapeur à pression élevée, avec ou sans condensation, avec ou sans détente. On éviterait par là les sujets de contestations auxquelles donnent si souvent lieu les traités des fabricants avec les acquéreurs de ces machines, et les soupçons de mauvaise foi à l'égard des premiers. A l'imitation des traités des constructeurs anglais pour les machines à basse pression, on se bornerait à stipuler que la force de la machine serait évaluée suivant les usages adoptés par la pratique, à raison de 4500 kilog. élevés à 1 mètre de hauteur par minute pour la force d'un cheval, et la pression sur le piston à raison de *tant* de kilogrammes (selon le système de machine) par centimètre carré de la surface de ce piston; que le diamètre du cylindre à vapeur serait au moins de *tant*, et la longueur de la course du piston de *tant*; que, la tension de la vapeur dans le cylindre ou dans la chaudière faisant équilibre à une colonne de mercure de *tant* de centimètres en sus de la pression atmosphérique, les chaudières devraient fournir assez de vapeur pour que, *en réglant convenablement la résistance*, le piston pût prendre une vitesse de *tant* de mètres par minute ou faire *tant* d'oscillations. On serait sûr que la machine réaliserait la force promise, à moins qu'il n'y existât de très grands vices de fabrication ou de montage, et, à cet égard, il faudrait s'en rapporter à la réputation et à l'habileté du constructeur, plutôt qu'à l'épreuve du frein dynamométrique, qui réclame beaucoup de précision et des expérimentateurs exercés; et, d'ailleurs, l'épreuve au frein sur une machine neuve ou à l'état parfait d'entretien devrait toujours donner bien au delà de la force promise, si, à l'exemple de Watt, le constructeur, en calculant les dimensions de son appareil, faisait *une large part à la probabilité qu'il ne serait pas tenu dans le meilleur état possible.*

Les valeurs *n* des formules servant à calculer les forces des machines à

moyenne pression, page 205, se déduisent de la vitesse du piston par minute (supposée, en général, constamment égale à 60 mètres, excepté pour les petites machines), divisée par la double course correspondante. Mais il est évident que la vitesse du piston doit augmenter proportionnellement à la longueur de la course, ou en raison inverse du nombre de coups battus par minute, jusqu'à la limite que la pratique a fait reconnaître la plus convenable pour éviter l'échauffement des pièces du mécanisme par les frottements; et, à cet égard, on ne saurait mieux faire que de suivre les rapports de vitesse et de course de piston établis par Watt et adoptés par les constructeurs anglais, aussi bien pour les machines navales que pour les machines fixes à basse pression. Appliquant ces mêmes rapports aux machines à pression élevée, à détente et avec ou sans condensation, nous proposerons l'échelle suivante de leurs dimensions principales d'où découlent toutes les autres proportions.

Force nominale.	Rayon de la manivelle.	Course du piston.	Vitesse du piston par t.	Vitesse du piston par s.	Nombre de révolutions par t.	* Diamètre du piston.
ch.	m.	m.	m.	m.		
2 à 4	0.30	0.60	52	0.8666	43.3333	Le diamètre du piston sera déterminé au moyen des formules correspondantes, p. 205, en faisant $O = 4, \frac{P}{1.033} = 5$, et f constamment égal à 0.42 pour les machines à condensation; $O = 5, \frac{P}{1.033} = 4$, et f constamment égal à 0.35 pour les machines à détente sans condensation, en attendant que des expériences directes aient mieux fixé les valeurs de O relatives à ces systèmes de machines.
6	0.35	0.70	52	0.8666	37.1428	
8	0.40	0.80	52	0.8666	32.5000	
10	0.45	0.90	53	0.8533	29.4444	
12	0.50	1.00	54	0.9000	27.0000	
16	0.55	1.10	56	0.9333	25.4545	
20	0.60	1.20	58	0.9666	24.1666	
25	0.65	1.30	60	1.0000	23.0769	
30	0.70	1.40	62	1.0333	22.1428	
35	0.75	1.50	64	1.0666	21.3333	
40	0.80	1.60	66	1.1000	20.6250	A 2 cylindres : $d = \sqrt{\frac{75F}{0.7384 \times \frac{2\pi}{60} \left(O \frac{P}{1.033} - P' \right) \times f}}$
50	0.85	1.70	68	1.1333	20.0000	
60	0.90	1.80	70	1.1666	19.4444	
70 et 80	0.95	1.90	72	1.2000	18.9473	
90 et 100	1.00	2.00	74	1.2333	18.5000	

NOTE IX.

TRACÉ DU MÉCANISME APPELÉ PARALLÉLOGRAMME, EN ANGLAIS PARALLEL MOTION.

Le mécanisme particulier qui dirige le mouvement de la tige du piston du cylindre à vapeur a pour but de maintenir ce mouvement rectiligne, afin que la tige et le piston ne puissent exercer des frottements inégaux contre la boîte à étoupes et les parois du cylindre.

La construction de ce mécanisme ingénieux, inventé par Watt, repose sur cette propriété de tout parallélogramme articulé. Lorsque les sommets de trois angles d'un parallélogramme sont assujettis à décrire, chacun un arc de cercle, le sommet de l'autre angle parcourt à très peu près une ligne droite dans une certaine étendue du mouvement. En fixant donc un angle du parallélogramme sur la tige du piston, ou, ce qui revient au même, sur l'extrémité de la traverse comme dans les machines marines à double balancier (et alors le parallélogramme est double), il faudra déterminer les longueurs des côtés du parallélogramme ou les positions de ses trois autres angles, de manière à satisfaire à la condition que les articulations aux sommets de ces trois angles décrivent chacune un arc de cercle, pendant que l'articulation du premier se meut en ligne droite dans toute l'étendue de la course ascendante ou descendante du piston.

Dans la plupart des machines à vapeur marines, la bielle pendante qui lie la traverse de la tige du piston à l'extrémité du balancier forme un des côtés du parallélogramme; une tringle ou bielle verticale, articulée aussi sur le balancier, est égale en longueur et parallèle à la bielle pendante; ces deux côtés sont articulés avec une autre tringle ou bielle horizontale, parallèle au balancier et égale en longueur (de centre en centre des articulations des deux côtés verticaux) à la partie de l'axe de ce balancier qui forme le quatrième côté. L'articulation de la bielle pendante avec la traverse de la tige du piston parcourant une ligne droite, les trois autres articulations doivent décrire chacune un arc de cercle; c'est ce qui a lieu nécessairement pour les deux articulations placées sur le balancier; et celle qui réunit les deux tringles ou bielles horizontale et verticale du parallélogramme est assujettie à ce mouve-

ment par le moyen d'un *bras de rappel*, manivelle ou *rayon régulateur*, dont la longueur et le centre de rotation sont déterminés d'avance, ainsi qu'il va être dit.

On trace premièrement l'axe longitudinal du balancier dans ses trois positions correspondantes au milieu et aux deux extrémités de la course du piston. L'axe du cylindre à vapeur ou de la tige du piston sera une ligne perpendiculaire à la position moyenne de l'axe du balancier, menée par le milieu de la flèche de l'arc compris entre les deux positions la plus haute et la plus basse du centre d'articulation de la bielle pendante avec l'extrémité de ce balancier. On marque sur cette perpendiculaire représentant l'axe de la tige du piston les trois positions de l'articulation du parallélogramme qui correspondent au milieu, au haut et au bas de la course. Ayant les longueurs des quatre côtés du parallélogramme, on les trace dans ces trois positions; ce qui donne trois points de l'arc que doit décrire l'articulation à l'extrémité du rayon régulateur, et d'où l'on conclut la longueur de ce rayon ainsi que la position de son centre de rotation.

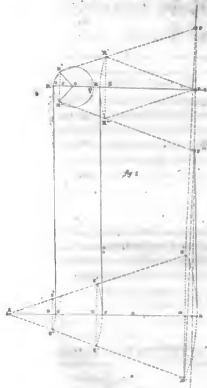
Ce tracé géométrique du parallélogramme est fort simple et se trouve représenté dans presque tous les dessins de machines à vapeur. Nous observerons que les proportions des pièces de ce mécanisme sont modifiées au goût des constructeurs et d'après la disposition particulière des bâtis de leurs machines. La longueur de la manivelle ou rayon régulateur varie selon les dimensions des côtés du parallélogramme et selon la position qu'on veut donner au centre de rotation du rayon régulateur relativement aux bâtis. Il arrive aussi, comme dans la plupart des machines navales, que le point de suspension de la tige du piston n'est pas précisément à l'articulation même de l'angle du parallélogramme; mais c'est alors ce point de suspension de la tige qui, dans le tracé, ne doit pas quitter la ligne droite: car un point sur le prolongement d'un des côtés de l'angle du parallélogramme peut jouir aussi de la même propriété que le sommet de cet angle.

Un mécanicien-conducteur habile a peu de peine à entretenir en bon état le jeu de ce mécanisme lorsqu'il a été réglé convenablement dans le montage, et il fait disparaître aisément quelques petits défauts provenant de l'usure des coussinets; mais si le dérangement est trop grand, le tracé que nous venons d'indiquer lui fournit les moyens certains d'y remédier.

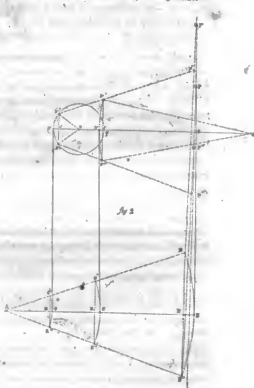
Sans avoir besoin d'exécuter ce tracé en grandeur naturelle, on peut (ce qui est encore plus exact) déterminer numériquement la longueur du rayon régulateur, et par suite la position de son centre de rotation; qui doit toujours

se trouver sur la direction que prend la tringle ou bielle horizontale du parallélogramme lorsque le balancier est à sa position moyenne. Il suffit de l'inspection des figures suivantes pour s'assurer qu'au moyen des plus simples notions de géométrie, on parvient à calculer rigoureusement les dimensions de toutes les parties du mécanisme du parallélogramme.

Point de suspension de la tige à l'angle même du parallélogramme.



Point de suspension de la tige sur le prolongement d'un des côtés du parallélogramme.



Quantités connues.	Application au Tancrède, de 180 ch., par M. B. C.
$AB = AB' = AB'' =$ Rayon du balancier.	2117.
$B'DB'' = P'PP'' =$ Course du piston.	1372.
$AC = AC' = AC'' =$ Rayon du cercle décrit par un des angles du parallélogramme ($AC = \frac{1}{2} AB$, ou $AC = \frac{1}{2} AB$).	1058.5
$CR = BP =$ Bielle verticale du parallélogramme (Fig. 1).	2589.
$Cr = Bp =$ id. id. (Fig. 2).	2061.
$Pp = BP - Bp =$ Distance du point de suspension de la tige du piston à l'angle voisin du parallélogramme (Fig. 2).	508.
$PR = pr = CB = AB - AC =$ Bielle horizontale du parallélogramme.	1058.5

Quantités à déterminer.

$AD = \sqrt{AB^2 - (\frac{1}{2} B'DB'')^2}$	$\sqrt{(2117)^2 - (686)^2} = 2002.77$
$DB = AB - AD.$	114.33
$EC = \frac{AC}{AB} \times DB.$	57.165
$C'EC'' = \frac{AC}{AB} \times B'DB''.$	686.
$R'SR'' = C'EC''$	686.
$RS = DB - EC.$	57.165
$QS = \frac{RS^2}{RS},$ ou $2OR - RS = \frac{(\frac{1}{2} R'SR'')^2}{RS},$ d'où $OR = \frac{1}{2} \left(\frac{(\frac{1}{2} R'SR'')^2}{RS} + RS \right).$	

NOTA. — Lorsque $AC = \frac{1}{2} AB$, $OR = CB = AC$, puisque $R'SR'' = C'EC''$ et $RS = EC$, comme pour la plupart des machines fixes à un seul balancier.

Figure 2.

$r'sr'' = R'SR'' = C'EC''.$	686.
$rs = RS - \frac{Pp}{BP} \times DB = DB - EC - \frac{Pp}{PB} \times DB = 57.165 - \frac{508}{2589} \times 114.33 = 34.732$	
$qs = \frac{r's^2}{rs},$ ou $2or - rs = \frac{(\frac{1}{2} r'sr'')^2}{rs},$	
d'où $or = \frac{1}{2} \left(\frac{(\frac{1}{2} r'sr'')^2}{rs} + rs \right)$	$\frac{1}{2} \left(\frac{(34.732)^2}{34.732} + 34.732 \right) = 4171.0345$

NOTE X.

RELATIONS QUI EXISTENT ENTRE LA MARCHÉ DU TIROIR ET CELLE DU PISTON DANS
LES MACHINES A VAPEUR MARINES, ET TRACÉ GÉOMÉTRIQUE DE LA COURBE
REPRÉSENTANT CES RELATIONS.

On nous saura gré d'entrer dans tous les détails qui vont suivre si l'on observe qu'une légère erreur dans la régulation du mécanisme de distribution de vapeur dans ces machines peut avoir de graves conséquences pour le jeu de l'appareil moteur et le développement de sa puissance.

Le mouvement rectiligne alternatif du piston du cylindre à vapeur communique un mouvement circulaire continu aux roues à aubes par l'intermédiaire des bielles pendantes attachées à la traverse de la tige du piston, des balanciers, de la grande bielle, et des manivelles de l'arbre de couche; en sorte que, quand le piston est au plus bas de sa course, le bouton de la manivelle est au plus haut du cercle qu'il décrit, *et vice versa*.

Le mouvement rectiligne alternatif du tiroir qui règle l'admission de vapeur dans le cylindre, ainsi que la communication du dessus ou du dessous du piston avec le condenseur, est produit au moyen d'un cercle excentrique à celui des manivelles de l'arbre de couche, lequel fait mouvoir une tringle ou bras attaché au collier ou chariot de l'excentrique et accroché au bouton de la manivelle d'un arbre qui porte lui-même une autre manivelle à laquelle est suspendue la tige du tiroir.

Le mouvement du tiroir étant entièrement dépendant de celui du piston moteur, examinons quelles sont les relations qui doivent exister entre ces deux mouvements.

Lorsqu'on voit fonctionner une machine à vapeur à basse pression, telle que celles employées dans la navigation, on aperçoit d'abord que la marche du piston et celle du tiroir n'ont pas toujours lieu simultanément dans le même sens; ainsi le tiroir descend encore quand le piston est au commencement de sa course ascendante, et réciproquement. On conçoit en effet que, la vapeur arrivant de la chaudière dans la boîte à tiroir par une ouverture

compris en général entre les deux plaques de frottement à travers lesquelles débouchent les orifices du cylindre (et ici nous raisonnons dans le cas de cette disposition, qui est celle de presque tous les appareils à vapeur marins), il faut, pour que le piston monte en vertu de la pression de la vapeur sous ce piston, que le tiroir descende et que sa bande inférieure découvre l'orifice inférieur du cylindre par lequel doit entrer la vapeur qui afflue entre les deux plaques, tandis que sa bande supérieure découvre en même temps l'orifice supérieur pour faire communiquer avec le condenseur la vapeur qui a produit son effet sur le dessus du piston. Le piston étant parvenu à une certaine hauteur de sa course ascendante, le tiroir change la direction de son mouvement; il monte comme le piston, afin de refermer graduellement les communications avec la vapeur ou avec le condenseur, et de se trouver prêt à suivre les mêmes rapports de mouvement avec le piston lorsque celui-ci, parvenu au haut de sa course, va marcher dans une direction opposée. Il est évident que, si on n'avait que cette seule considération en vue, le haut ou le bas de la course du piston devrait correspondre exactement à la moitié de la course ascendante ou descendante du piston.

Mais il n'en est pas ainsi. On a reconnu la nécessité de faire agir la vapeur par expansion ou avec une pression décroissante vers la fin de chaque course du piston, en interrompant pendant quelque temps toute communication de la vapeur affluente avec le cylindre; d'opérer la condensation de la vapeur étendue avant cette fin de course, pour que le piston ne continue à marcher qu'en vertu de sa vitesse acquise; quelquefois même (mais jamais pour les machines marines qui ont une détente suffisante) d'introduire la vapeur dans la partie opposée du cylindre, un instant avant que le piston commence à effectuer son mouvement rétrograde, afin d'éteindre encore la vitesse acquise du piston; le tout dans le but d'atténuer la force d'inertie (1) du piston, qui s'oppose à son mouvement rétrograde, d'éteindre peu à peu son impulsion primitive, au moment où, par la nature du mouvement qu'il imprime à la manivelle, il reste presque stationnaire qu'est à ce qu'on appelle son *point mort*, et enfin dans le but de régulariser l'action du moteur. On voit que

(1) Le mot *inertie*, dans le sens que nous lui attribuons ici et dans son acception généralement admise en mécanique, désigne une force véritable produite par la résistance qu'un corps oppose à un changement d'état quelconque, aussi bien celui de mouvement que celui de repos.

pour produire ces effets il faut que la communication de la vapeur avec le haut ou le bas du cylindre soit interrompue avant la fin de chaque course du piston, et que la coïncidence de cette fin de course avec la demi-course du tiroir, indiquée dans le paragraphe précédent, ne saurait exister; c'est-à-dire que dans les machines où ces effets ont lieu le tiroir est en avance et a dépassé la moitié de sa course quand le piston est arrivé au haut ou au bas de la sienne.

Lorsque la distribution de la vapeur dans le cylindre se fait au moyen de soupapes glissantes ou à tiroir, comme pour la plupart des machines-marines, l'expansion de la vapeur s'obtient en donnant aux bandes planes du tiroir plus d'étendue en hauteur que n'en ont les orifices correspondants du cylindre. C'est cet excédant de hauteur des bandes qui interrompt pendant un certain temps l'admission de nouvelle vapeur, et produit l'expansion de la vapeur déjà introduite, tandis que celle qui a accompli son effet dans la partie opposée du cylindre n'a pas cessé de communiquer avec le condensateur. L'avance du tiroir pour la condensation dépend de la position relative du toc ou heurtoir d'excentrique sur l'arbre des manivelles. La durée de l'expansion ou bien l'étendue correspondante de la course du piston pendant laquelle la vapeur se dilate varie proportionnellement à cette avance du tiroir; elle varie aussi en raison des différentes obliquités qu'affectent les pièces qui lient les mouvements du piston et du tiroir dans leurs courses ascendantes ou descendantes.

Toutes les circonstances de ces mouvements et de leurs effets peuvent être représentées de la manière la plus claire et calculées avec assez d'exactitude au moyen d'une figure de géométrie relevée sur le plan de la machine ou sur la machine elle-même en lui faisant faire une révolution complète. Le tracé de cette figure, dont nous allons donner la description et dont on trouve des exemples dans notre *Atlas du génie maritime*, est nécessaire au fabricant pour acquiescer la certitude complète que le mécanisme de distribution de vapeur atteint le but qu'il s'est proposé. Le mécanicien-conducteur qui est bien pénétré de toute l'importance de ce mécanisme doit conserver soigneusement les repères qui lui ont été donnés par le monteur, et qui servent à le rétablir dans l'état convenable, si quelque cause vient à le dérégler. Il lui suffit pour cela de connaître exactement de combien l'orifice supérieur du cylindre est couvert ou découvert par la bande correspondante du tiroir à chaque fin de course de celui-ci et du piston. Ces repères lui donneront les moyens de vérifier de temps en temps si le point de suspension de la tige du tiroir, la posi-

tion du ton d'excentrique et les dimensions des pièces de transmission de mouvement, n'ont pas varié.

Tracé de la courbe qui donne la loi de relations entre la marche du piston et celle du tiroir.

On commence par mesurer avec la plus grande exactitude les hauteurs des bandes supérieure et inférieure du tiroir et la distance entre elles, les hauteurs des orifices supérieur et inférieur du cylindre et la distance entre eux; ces dimensions devant servir plus tard à établir les correspondances des ouvertures d'admission de vapeur ou de condensation avec chaque point de la courbe, tant pour la course ascendante que pour la course descendante du piston. Pour mesurer ces dimensions, il est donc nécessaire de découvrir préalablement la boîte à vapeur et d'en enlever le tiroir.

Après avoir remis le tiroir en place et l'avoir rattaché aux pièces de communication de mouvement, on fait faire une révolution complète à la machine, ayant soin de mesurer, aux diverses stations de cette révolution, les chemins parcourus simultanément par le piston et le tiroir. Les nombres qui expriment les chemins parcourus, rangés en deux colonnes distinctes et suivant l'ordre des numéros des stations, seront les abscisses et les ordonnées au moyen desquelles on tracera la courbe dont la forme approche de celle d'une ellipse (2). Ces abscisses et ces ordonnées se mesurent par les variations successives qu'éprouvent la distance entre un point marqué sur la tige du piston et un point sur le couvercle du cylindre et la distance entre un point sur la tige du tiroir et un point de la boîte à vapeur; variations qui sont évidemment les mêmes que celles de la course du piston et de la course du tiroir. On choisit ordinairement pour les deux points dont la distance variable détermine le chemin du piston le dessous de la douille de sa traverse et le dessus de la boîte à vapeur du couvercle du cylindre; et pour le chemin du tiroir, le dessous de la douille de la traverse de sa tige et le dessus du couvercle de sa boîte. On peut aussi (ce qui est plus simple et plus exact lorsque la boîte du tiroir est restée découverte) calculer le chemin du tiroir au moyen de la distance variable entre le dessus de la bande supérieure et le dessus de la plaque de frottement dans laquelle est percé l'orifice supérieur du cylindre. Enfin on

(2) Habituellement, les ordonnées ou chemins du tiroir sont portés de grandeur naturelle, et les abscisses ou chemins du piston sont réduits à l'échelle de $\frac{1}{16}$.

peut marquer successivement les chemins d'un point de la tige du piston et d'un point de la tige du tiroir sur des règles en bois fixées verticalement et près de ces tiges aux couvercles du cylindre et de la boîte et au pont du navire, et, l'opération faite, mesurer ces chemins en les portant sur des règles graduées.

La courbe tracée, connaissant d'avance les hauteurs des orifices du cylindre et l'intervalle entre eux, les hauteurs des bandes planes du tiroir et l'intervalle entre elles, on en conclura les degrés d'ouverture et de fermeture des communications du cylindre avec la vapeur venant de la chaudière, et avec le condenseur, pour tous les points d'une révolution complète de la machine; et l'on pourra rapporter sur le tracé de la courbe déterminée par les coordonnées; mesurées, ainsi qu'il vient d'être dit, les ouvertures d'admission de vapeur et celles de condensation correspondantes aux courses ascendante et descendante du piston. On aura enfin, en projetant sur l'axe des chemins du piston les points de la courbe où ces ouvertures sont couvertes ou découvertes, les mesures exactes de l'étendue de la course du piston pendant laquelle la vapeur afflue de la chaudière dans le cylindre, de celle pendant laquelle la vapeur agit par expansion et de celle où la vapeur se condense et cesse d'agir.

La fixation des positions correspondantes des ouvertures d'admission de vapeur et de condensation, sur le tracé de la courbe qui représente les relations entre la marche du tiroir, et celle du piston présente quelque difficulté lorsqu'on n'y est pas bien exercé. Mais voici une observation qui peut faciliter cette recherche et aider aussi à reconnaître les modifications que doivent subir les dimensions des bandes du tiroir quand on se propose d'augmenter ou de diminuer l'étendue de l'expansion. La longueur totale du tiroir, mesurée entre les bords extérieurs des bandes planes, est en général égale à la distance entre les deux orifices du cylindre, prise aussi extérieurement à ces orifices. Il est évident qu'alors les deux orifices doivent se trouver à la fois fermés à la condensation en un seul point de la course ascendante ou descendante du piston, et qu'ainsi ces deux ouvertures à la condensation rapportées sur le tracé de la courbe ont une arête commune. Si la longueur du tiroir surpasse celle des orifices, les deux ouvertures à la condensation sont séparées et distantes entre elles d'une quantité égale à la différence de ces deux longueurs. Si au contraire la longueur du tiroir est plus petite, les deux ouvertures à la condensation se croisent d'une quantité égale à cette différence.

La distance entre l'ouverture d'admission et celle de condensation est évidemment égale pour le dessus comme pour le dessous du piston, à la diffé-

rence qui existe entre la hauteur de la bande du tiroir et la hauteur de l'orifice correspondant.

Comme on connaît déjà les hauteurs de ces orifices et de ces bandes, et qu'on connaît actuellement les intervalles entre les ouvertures d'admission et de condensation, il suffira de déterminer la position d'une arête quelconque d'une de ces ouvertures, sur le dessin de la courbe, pour y rapporter les autres arêtes. Si, le couvercle de la boîte à tiroir étant enlevé, on a reconnu, par exemple, que la bande supérieure du tiroir découvrait l'orifice supérieur du cylindre, de 30 millimètres à la condensation (système de régulation des machines *Sphinx*) (3), en même temps que le piston était au point le plus bas de sa course, le point de la courbe correspondant à cette station devra se trouver à 30 millimètres en dedans de l'ouverture à la condensation du dessus du piston. On aura donc la position de l'arête supérieure de cette ouverture; d'où l'on conclura celle de son arête inférieure au moyen de sa hauteur connue, et par suite celles des arêtes des trois autres ouvertures au moyen de leurs hauteurs et de leurs intervalles également connus.

Nous avons dit qu'on pouvait aussi s'aider de ce tracé pour rechercher les modifications à apporter aux dimensions des bandes du tiroir, lorsqu'on veut faire varier l'expansion de la vapeur dans les machines. Il est évident maintenant, d'après tout ce qui précède, qu'en augmentant la hauteur de la bande supérieure du tiroir par son bord inférieur et celle de la bande inférieure par son bord supérieur (toujours dans la supposition que la vapeur arrive de la chaudière dans la boîte à tiroir par une ouverture située entre les deux pla-

(3) 30 millimètres est le repère qui détermine la position du toc d'excentrique sur l'arbre de couche des machines du *Sphinx*. Il suffit pour cela de placer le piston au plus bas de sa course (la direction de la grande bielle se confondant avec la direction de la manivelle); de placer le tiroir de manière que sa bande supérieure découvre l'orifice correspondant du cylindre, de 30 millimètres vers la partie haute qui communique avec le condenseur; d'accrocher ensuite le bras d'excentrique sur le bouton de la manivelle de l'arbre du tiroir, et enfin de fixer le toc à l'arbre de couche, de telle sorte qu'il vienne à joindre le taquet porté par le cercle d'excentrique et puisse l'entraîner par la communication de mouvement de la machine, selon qu'il s'agira de la marche en avant ou de la marche en arrière de l'appareil.

Dans les machines Maudslay (*Evrotas*, de 160 ch.), ce repère ou le degré d'ouverture de l'avance à la condensation est d'environ 70 millimètres lorsque le piston est au point le plus bas de sa course.

ques de frottement, ce qui a plus généralement lieu), on accroît la différence entre les hauteurs des bandes et les hauteurs des orifices correspondants du cylindre, et par conséquent l'intervalle entre les ouvertures de condensation et d'admission; la courbe de relations des mouvements du tiroir et du piston refermera plutôt l'ouverture d'admission de vapeur, et la durée de l'expansion augmentera relativement à la course du piston. Le contraire aurait lieu en diminuant les hauteurs des bandes du tiroir.

En changeant la position du toc d'excentrique sur l'arbre de couche, on fait varier l'avance à la condensation pour chaque fin de course du piston, et en même temps la durée de l'expansion varie aussi par suite de ce changement de position du toc, puisque la courbe affecte alors une situation plus ou moins inclinée par rapport aux arêtes d'ouvertures d'admission et de condensation, tracées sur le même dessin parallèlement à l'axe des chemins du piston. Ainsi donc l'expansion dépend nécessairement de l'excédant de la hauteur de la bande du tiroir sur la hauteur de l'orifice correspondant du cylindre, et sa durée, ou l'étendue de la course du piston pendant laquelle la vapeur se détend, dépend aussi, d'une manière *secondaire*, de la position relative du toc d'excentrique sur l'arbre de couche, qui détermine l'étendue de l'avance à la condensation.

Ce tracé doit devenir le complément indispensable de l'indicateur de Watt et du frein de Prony dans toutes les expériences où il s'agit de déterminer, de la manière la plus rigoureuse les différents effets des machines à vapeur. Il donnera la description exacte du mécanisme de distribution qui constitue l'emploi le plus avantageux de la force élastique de la vapeur pour produire la puissance motrice mesurée par l'indicateur, tandis que l'effet utile de cette puissance sur la résistance à vaincre ou le travail mécanique sera mesuré par le frein dynamométrique.

Détails du relevé de la régulation de vapeur des machines de 80 chevaux chacune du paquebot des postes l'ECROTAS, construites par MM. Maudslay fils et Field, de Londres. (Pl. 1, fig. 2, machine de tribord.)

On a découvert les boîtes à vapeur et enlevé les tiroirs, dont on a mesuré exactement les dimensions, ainsi que celles des orifices d'introduction des cylindres.

Dimensions des bandes des tiroirs et des orifices des cylindres.

Hauteur de la bande supérieure des tiroirs.	185 ^{mm}
id. inférieure id.	169
Distance entre leurs bords extérieurs.	1795
Hauteur égale des orifices supérieur et inférieur des cylindres.	103
Largeur id. id.	470
Distance entre leurs bords extérieurs.	1795

Pour mémoire et devant servir au placement des ouvertures d'admission de vapeur et de condensation, sur le tracé des courbes de relations entre le marche du piston et celle du tiroir.

Quantité en hauteur dont l'orifice supérieur est déjà ouvert à la condensation lorsque le piston arrive au point le plus bas de sa course,

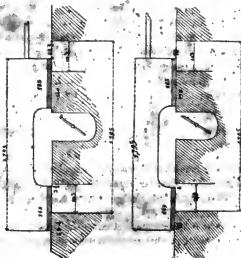
$$\left. \begin{array}{l} \text{Machine bâbord, } 68^{\text{mm}} \\ \text{Machine tribord, } 70. \end{array} \right\} = ax.$$

NOTA. — On verra plus bas comment on détermine cette quantité *ax*, en même temps qu'on relève les coordonnées des courbes de relations.

Position du tiroir lorsque le piston est au point le plus bas de sa course.

Machine de bâbord.

Machine de tribord.



Relevé des courbes représentant les relations entre la marche du piston et celle du tiroir.

Après avoir remis les tiroirs en place et les avoir attachés aux manivelles et aux bras d'excentriques, on a fait faire aux roues une révolution complète, divisée en 16 parties à peu près égales ou stations, ayant soin de faire correspondre ces divisions aux points morts des pistons et des tiroirs des deux machines. On a mesuré à chaque station les chemins parcourus par un point de la tige du piston et par un point de la tige du tiroir (le dessous de la douille de leur traverse, par exemple). Ces chemins sont évidemment les mêmes que ceux parcourus par le piston et le tiroir. On a obtenu ainsi pour chaque machine deux séries de nombres exprimant les abscisses et les ordonnées d'une courbe qui représente les relations entre la marche du piston et celle du tiroir.

Numéros des stations.	Machine de bâbord.		Machine de tribord.	
	Chemin du piston. millim.	Chemin du tiroir. millim.	Chemin du piston. millim.	Chemin du tiroir. millim.
1 (bas de la course) ==	0	71	663	250
2	38	30	290	223
3	74	16	209	205
4	234	0 == (bas de la course)	100	145
5	384	2	27	103
6	564	16 1/2 (bas de la course) ==	0	69
7	693	77 1/2	74	15 1/2
8	823	156	290	0 == (bas de la course)
9	1509	168	330	0 == id.
10 (haut de la course) course ==	1573	318 1/2	582	21
11	1090	578 == course (haut de la course)	1174	127
12	872	678 == id.	1318	175 1/2
13	645	664 (haut de la course) course ==	1509	217
14	463	346 id.	1509	253
15	120	153	1080	276 1/2 == course (haut de la course)
16	40	116	897	277
17 (= 1) (bas de la course) ==	0	71	663	250
18 (entre 3 et 4)	162	4	605	109

[Placement des ouvertures comparatives d'admission de vapeur et de condensation, sur les tracés des courbes de relations.

Si, pendant le relevé qui a été fait des coordonnées des courbes pour les deux machines, les boîtes à tiroir sont restées découvertes, on a pu mesurer la quantité en hauteur dont la bande supérieure de chaque tiroir ouvre la communication avec le condenseur lorsque le piston est au point le plus bas de sa course.

Cette quantité

$$ax = \begin{cases} 68 \frac{1}{2} & \text{bâbord} \\ 70 & \text{tribord} \end{cases}$$

qui a été annotée plus haut pour mémoire, a servi, en la combinant avec les hauteurs des bandes et des orifices et les distances entre eux, à calculer les degrés d'ouverture ou de fermeture d'admission de vapeur et de condensation correspondantes à un point de la courbe de relations, celui x où le piston est à l'extrémité inférieure de la course; et il est évident que les positions comparatives de ces ouvertures ou de ces fermetures sont les mêmes pour tous les autres points de la courbe.

La position de l'ouverture de condensation pour le dessus du piston est déterminée par la distance ax . L'arête aa de cette ouverture se confond avec l'arête $a'a'$ de l'ouverture de condensation pour le dessous du piston, parce que dans les machines de l'*Eurotas* la distance 1793 prise extérieurement aux bandes des tiroirs est précisément égale à la distance prise extérieurement aux orifices des cylindres. Si la première de ces deux distances était supérieure à la seconde, les deux ouvertures de condensation seraient séparées d'une quantité égale à la différence, et elles se croiseraient de la même quantité dans le cas contraire, comme cela a lieu pour les machines du *Sphinx*. L'ouverture d'admission de vapeur pour le dessus du piston est couverte et débordée de

$$bx = \begin{cases} 150 \frac{1}{2} & \text{bâbord} \\ 152 & \text{tribord} \end{cases}$$

d'où

$$ab = bx - ax = \begin{cases} 150 \frac{1}{2} - 68 \frac{1}{2} & \text{bâbord} \\ 152 - 70 & \text{tribord} \end{cases} = 82.$$

On trouverait de même

$$a'b' = a'x - b'x = \begin{cases} 68 \frac{1}{2} - 2 \frac{1}{2} & \text{bâbord} \\ 70 - 4 & \text{tribord} \end{cases} = 66.$$

Ainsi, dans tous les cas, et comme aussi le raisonnement l'indique, les ouvertures de vapeur et de condensation pour le dessus et pour le dessous du piston sont respectivement séparées entre elles par un intervalle qui est précisément égal à la différence entre les hauteurs correspondantes de la bande du tiroir et de l'orifice du cylindre.

On doit remarquer aussi que, en général, les constructeurs règlent leurs machines de manière à donner un degré d'ouverture, pour l'avance à la condensation, à peu près égal à l'excédant de la hauteur de la bande sur celle de l'orifice, afin que l'admission de vapeur commence dans le voisinage du point mort du piston, ou qu'il n'y ait pas, à proprement parler, d'avance à l'introduction de vapeur dans le cylindre.

Observation des circonstances représentées par le tracé géométrique de la régulation de vapeur. (Pl. I, fig. 1 et 2.)

En considérant une période du mouvement du piston, on observe les phénomènes suivants :

1° Du point le plus bas x jusqu'en c , l'orifice inférieur du cylindre est ouvert à la vapeur, et l'orifice supérieur au condenseur; le piston monte.

2° De c en a , l'orifice inférieur est fermé, mais l'orifice supérieur est encore ouvert au condenseur; le piston est poussé par la force expansive de la vapeur.

3° De a en a' , les deux orifices sont fermés, et le piston est encore poussé par la force expansive de la vapeur pendant un très petit instant (régulation du *Sphinx*, fig. 1); mais (régulation de l'*Euretas*, fig. 2) a et a' se confondent, et l'effet suivant (4°) a lieu immédiatement après celui qui précède.

4° De a' en b , l'orifice inférieur est ouvert au condenseur, l'orifice supérieur est fermé; le piston monte en vertu de la vitesse acquise jusqu'au haut de sa course b , où il reçoit au même instant la nouvelle impulsion de la force motrice.

5° De b en c' , l'orifice supérieur est ouvert à la vapeur, et l'orifice inférieur ouvert au condenseur; le piston descend.

6° De c' en a' , l'orifice supérieur est fermé, mais l'orifice inférieur est encore ouvert au condenseur; le piston est poussé par la force expansive de la vapeur.

7° De a' en a , les deux orifices sont fermés, et le piston est encore poussé

par la force expansive de la vapeur (régulation du *Sphinx*, fig. 1) ; mais (régulation de l'*Eurotas*, fig. 2) a' se confond avec a , et l'effet suivant (8°) a lieu immédiatement après l'effet (6°).

8° De a en b' , l'orifice supérieur est ouvert au condenseur, l'orifice inférieur est fermé; le piston descend en vertu de la vitesse acquise.

9° De b' en x , l'orifice inférieur s'ouvre; la vapeur commence à pénétrer dans le bas du cylindre et amortit la vitesse du piston jusqu'à ce que celui-ci soit arrivé en x , point le plus bas de la course.

Comparaison des systèmes de régulation de vapeur des machines marines construites par M. Fawcett (modèle Sphinx de 160 chevaux), et par MM. Maudslay et Field (modèle Eurotas de 160 chevaux). [Pl. I.]

Fig. 1. Machine de tribord du *SPHINX*. (Brest, 1833).

Données pour la détermination des positions relatives des ouvertures à la vapeur et à la condensation.

Hauteur des orifices supérieur et inférieur du cylindre.	97 ^{mm}
Distance entre eux (prise extérieurement à ces orifices).	1807
Largeur de ces orifices.	382
Hauteur des bandes supérieure et inférieure du tiroir.	128
Distance entre elles (prise extérieurement à ces bandes).	1808
$aa' = 1808 - 1807 = 1^{mm}$; $ab = a'b' = 128 - 97 = 31^{mm}$.	

L'ouverture à la condensation dans la partie supérieure du cylindre, au moment où le piston est au point le plus bas de sa course, est de $ax = 30^{mm}.5$.

Fig. 2. Machine de tribord de l'*EUROTAS*. (Toulon, 1837.)

Données pour la détermination des positions relatives des ouvertures à la vapeur et à la condensation.

Hauteur des orifices supérieur et inférieur du cylindre.	103 ^{mm}
Distance entre eux (prise extérieurement à ces orifices).	1795
Largeur de ces orifices.	470
Hauteur de la bande supérieure du tiroir.	185
id. inférieure id.	169
Distance entre elles (prise extérieurement à ces bandes).	1795
$aa' = 1795 - 1795 = 0$; $ab = 185 - 103 = 82^{mm}$; $a'b' = 169 - 103 = 66^{mm}$.	

L'ouverture à la condensation dans la partie supérieure du cylindre, au moment où le piston est au point le plus bas de sa course, est de $ax = 68.5$ pour bâbord ± 70 pour tribord.

Résultats du tracé pour les machines de tribord du Sphinx et de l'Eurotas.

Longueur de la course du piston correspondante	$\left\{ \begin{array}{l} \text{à l'admission de vapeur.} \\ \text{à l'expansion de vapeur.} \\ \text{à la cessation de force motrice.} \end{array} \right\}$	Course ascendante.	Sphinx	Eurotas	Course descendante.	Sphinx	Eurotas	Course moyenne.	Sphinx	Eurotas
			mm	mm		mm	mm		mm	mm
			1278	950		1338	996		1308	965
			190	287		84	505		102	291
Longueur totale de la course du piston.			48	180				56	115	
									1440	1569

Rapport à la longueur totale de la course du piston.	$\left\{ \begin{array}{l} \text{de l'admission de vapeur.} \\ \text{de l'expansion de vapeur.} \\ \text{de la cessation de la force motrice.} \end{array} \right\}$	Sphinx.		Eurotas.					
		1708		965					
		1440		1308					
		102		291					
		1440		1569					
			0.905		0.703				
			0.070		0.215				
			0.025		0.084				
			1.000		1.000				

Ainsi les dépenses de vapeur, par coup de piston, des machines de 160 chevaux système Fawcett, et des machines de 160 chevaux système Maudslay, sont dans le rapport de 905 : 703 ou environ : 5 : 4. Il est à remarquer que les surfaces de chauffe ou les puissances évaporatoires des chaudières Fawcett et des chaudières Maudslay sont dans le même rapport que les dépenses de vapeur de leurs machines, c'est-à-dire comme 5 : 4. Les chaudières de 160 Fawcett seraient donc suffisantes pour des machines de 200 chevaux réglées suivant le système Maudslay.

Régulation de vapeur des machines marines de 450 chevaux pour paquebots transatlantiques (Pl. II), relevée sur les plans de ces machines.

On n'a pas tenu compte des variations d'obliquité de la bielle d'excentrique, à peine appréciables sur une petite échelle, à cause de la grande longueur de cette bielle relativement à l'excentricité.

Données pour la détermination des coordonnées de la courbe de régulation, et des ouvertures à la vapeur et à la condensation Y ou Y' et C, relatives à la courbe.

	Régulation d'après les plans de M. Schneider.	Régulation proposée.
Course du piston.	2. 28	2. 28
Course du tiroir.	0. 32	0. 38
Rayon du balancier.	3. 20	3. 20

Longueur de la grande bielle.	5.185	5.185
Hauteur des orifices du cylindre.	0.160	0.160
Hauteur des bandes du tiroir.	0.205	0.250
Différence (ab) entre ces deux hauteurs, ou cosinus de l'angle d'excentricité avec la manivelle au point mort, déterminant l'avance à la condensation.	0.045	0.090
L'intervalle entre les orifices et l'intervalle entre les bandes, mesurés extérieurement, sont égaux.		

Régulation proposée. La largeur de ces orifices étant de 0^m.800, et la hauteur du maximum d'ouverture pour l'admission de vapeur étant de 0^m.100, l'aire de ce maximum d'ouverture sera de 80000 millimètres carrés ou de $\frac{80000}{225} = 353.5555$ millimètres carrés par force de cheval. Dans les machines de 160 Miller on a 324.1875 millimètres carrés, par cheval, et dans celles de 160 Maudslay 381.8750 millimètres carrés.

Expansion variable. Les développements des contours des comes et les durées correspondantes d'admission de vapeur dépendent nécessairement les uns des autres. Avec la condition que ces durées d'admission soient les mêmes pour la course ascendante du piston que pour la course descendante, les développements des comes seront différents. Si au contraire, et suivant l'usage habituel, les développements des comes sont tracés de manière à correspondre à des fractions de leur diamètre, les durées d'admission ne seront pas égales pour les deux courses du piston, ainsi que cela a lieu dans la distribution de vapeur produite par le tiroir seulement.

Résultats du tracé.

Régulation d'après les plans de M. Schneider.

Tiroir.	Durée de l'admission de vapeur en fraction de la course du piston.		0.1075	=	0.0244	Moyennement pour la course ascendante et la course descendante du piston
	D ^e expansion.	d ^e	0.1975	=	0.0330	
	D ^e avance à la condensation	d ^e	0.045	=	0.0197	
			0.08			
						1.0000

Expansion variable arrêtant l'admission aux points correspond. à $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{6}$ et $\frac{1}{8}$ du diam. du cylindre	Durée de l'admission.	came($\frac{1}{2}$)	came($\frac{1}{3}$)	came($\frac{1}{4}$)	came($\frac{1}{5}$)	came($\frac{1}{6}$)	came($\frac{1}{8}$)	Moyennement pour la course ascendante et la course descendante du piston.
	D ^e expansion.	0.3156	0.3006	0.4770	0.5614	0.6408	0.7719	
	D ^e avance à la condensation.	0.0667	0.5807	0.5053	0.4189	0.3343	0.2084	
		0.0197	0.0197	0.0197	0.0197	0.0197	0.0197	
		1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	

Nota. — La durée de l'avance à la condensation reste la même que celle produite par le tiroir.

Régulation proposée.

Tiroir.	Durée de l'admission en fraction de la course du piston		1.75 2.38	Moyennement pour la course ascendante et la course descendante du piston.
	D ^e expansion	d ^e	0.4098	
			2.64	
	D ^e avance à la condensation	d ^e	0.1473	
			2.38	
			1.0000	

Expansion variable arrêtant l'admission aux points corresp. à $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$ et $\frac{1}{2}$ du diamètre du cameron.

Durée de l'admission.

D^e expansion.D^e avance à la condensation.

came($\frac{1}{4}$)	came($\frac{1}{2}$)	came($\frac{3}{4}$)	came($\frac{1}{2}$)	came($\frac{1}{4}$)
0.3136	0.3956	0.4770	0.5614	0.6438
0.6217	0.5417	0.4583	0.3750	0.2885
0.0647	0.0647	0.0647	0.0647	0.0647
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

Moyennement pour la course ascendante et la course descendante du piston.

Pl. III, fig. A.

Régulation de vapeur d'une machine à moyenne pression

(3 et demi à 4 atm. dans la chaudière), à détente, sans condensation, de la force de 2 chevaux;

par M. Saulnier (de la Monnaie).

Diamètre du piston 0^m.194 — Rayon de la manivelle 0^m.30.

Hauteur des orifices du cylindre 0.016 — Largeur 0.064 — Intervalle entre eux 0.055.

Hauteur des bandes planes du tiroir 0.018 $\frac{1}{4}$ — Intervalle entre elles 0.069.

La détente a lieu à $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{2}$ de la course du piston, selon la came amovible adaptée à l'arbre du volant et qui règle le mouvement du tiroir.

Les courbes représentant les relations entre la marche du tiroir et celle du piston sont relevées sur la machine pendant une révolution complète. — Les chemins du tiroir sont portés de grandeur naturelle suivant AX, et les chemins du piston à l'échelle de $\frac{1}{4}$ suivant AY.

Le tracé des cames réglant le mouvement du tiroir peut être conclu du tracé des courbes de relations, au moyen de coordonnées polaires déduites des coordonnées orthogonales de ces courbes.

NOTE XI.

OBSERVATIONS SUR LES CHAUDIÈRES DU BÂTIMENT A VAPEUR DE 220 CHEVAUX LE LAVOISIER. (Toulon, octobre 1832.)

1. Le défaut des chaudières du *Lavoisier*, de ne pouvoir fournir de la vapeur à une tension et en quantité suffisantes pour le régime de vitesse des pistons qui correspond à la force nominale des machines, doit être attribué à la même cause qui, lors des premières épreuves, a produit le grave inconvénient d'établir un courant d'eau entre ces chaudières et les cylindres. Cet inconvénient a disparu en grande partie par l'adjonction de tuyaux placés au dessus des dômes et faisant communiquer entre eux les réservoirs de vapeur des divers compartiments. Cependant il est resté dans l'opinion du capitaine que de l'eau toujours mêlée avec la vapeur passe dans les cylindres en plus ou moins grande quantité, et augmente ou modère tout à coup la puissance de l'appareil moteur.

La puissance évaporatoire des chaudières est mesurée principalement par l'étendue des surfaces de chauffe; mais elle dépend aussi de la masse du liquide soumis à l'évaporation et du volume des capacités qui reçoivent en réserve la vapeur générée pour la fournir sans interruption ou sans perturbation à la consommation des machines. Pour peu qu'on s'écarte des proportions que la pratique a indiquées, on court le risque d'altérer d'une manière sensible cette faculté génératrice. En comparant les chaudières marines de différentes forces construites par le même fabricant; on s'aperçoit que leurs proportions suivent une échelle assez régulière, sauf quelques anomalies qu'il est facile d'expliquer.

Les machines du *Lavoisier* ayant été construites sur le même système que celles du *Sphinx*, nous avons calculé les proportions des chaudières de ces deux bâtiments, et nous avons établi la comparaison suivante :

	Sphinx		Lavoisier	
	Pour 100 chev.	Par cheval.	Pour 220 chev.	Par cheval.
Longueur totale de la chaudière, de l'avant à l'arrière.	6 ^m . 400	o	7 ^m . 380	o
Largeur moyenne (en regard à l'échancrure).	5. 975	o	7. 380	o
Hauteur totale au milieu, non compris le coffre à vapeur.	3. 800	o	3. 400	o
Coffre à vap. { Longueur. Larg. (1 pour le Sphinx, 3 pour le Lavoisier). Hauteur.	1. 890	o	2. 090	o
	1. 900	o	1. 050	o
	0. 950	o	1. 090	o
Vol. des cendr. ou de la part. des four. ou dessous des grilles.	8 ^m . 158	0.05080	12 ^m . 856	0.05895
Vol. des foyers ou <i>de</i> <i>au dessus</i> <i>de</i> .	7. 740	0.04857	14. 747	0.06725
Vol. des cond. de chal. immergés, à compt. de fond des foyers.	28. 379	0.17732	53. 904	0.24184
Volume des foyers et des conduits réunis.	36. 119	0.22549	68. 021	0.30919
Volume de l'eau soumise à l'évaporation.	33. 918	0.20757	51. 896	0.23421
Volume occupé par la vapeur, y compris les coffres.	28. 161	0.17501	54. 080	0.24536
Volume total de la chaudière.	105. 643	0.60026	164. 357	0.74707
Surface totale des foyers exposée directement au feu.	50 ^m ². 790	0.19344	55 ^m ². 348	0.25115
Surf. totale des cond. de chal. immerg., à compt. des foyers.	165. 358	1.09088	219. 218	0.99644
Surface totale de chauffe, foyers et conduits réunis.	194. 128	1.21530	274. 464	1.24859
Surface totale des grilles qui reçoivent le combustible.	9. 776	0.06110	14. 856	0.06607
Vide des grilles, ou section du passage de l'air.	2. 858	0.01774	5. 864	0.02699

Ce tableau montre que le volume total des chaudières du *Lavoisier*, le volume de flamme et de fumée, celui de l'eau soumise à l'évaporation, ainsi que la surface totale de chauffe, sont dans un plus grand rapport que pour les chaudières du *Sphinx*, tandis que le volume des réservoirs de vapeur est proportionnellement moindre. On ne peut donc attribuer les défauts des chaudières du *Lavoisier* qu'à cette exiguité des capacités qui doivent tenir en réserve la vapeur produite. Avec les dimensions actuelles, si leurs distributions intérieures avaient été proportionnées sur celles du *Sphinx*, ces chaudières

auraient pu être de la force d'au moins $\frac{164.357}{0.66026} = 249$ chevaux; je dis au moins, parce que l'échelle de ces proportions décroît à mesure que la puissance des appareils augmente.

Si l'on examine de plus près les distributions intérieures des chaudières du *Lavoisier*, qui ont quelque analogie avec celles de Maudslay, on voit que la variation de hauteur des conduits de chaleur est prise en entier dans l'espace des foyers, dont les dômes ont une très grande inclinaison, ce qui oblige à tenir un niveau général d'environ 32 centimètres d'eau sur toute l'étendue des dessus des carneaux; tandis que dans les chaudières Maudslay, les dômes des foyers étant moins inclinés et la plus grande élévation des carneaux ayant lieu vers leur extrémité la plus froide, il suffit de donner 20 centimètres d'épaisseur à l'eau qui couvre cette dernière partie des carneaux pour conserver encore 32 centimètres d'eau sur la partie postérieure des foyers. L'inclinaison des dômes des foyers procure un prisme d'eau d'épaisseur considérable à la partie antérieure; M. Maudslay réduit ce volume d'eau inutile en formant une rentrée en doucine dans le haut de la façade de ses chaudières, où il loge les appendices de l'appareil, dont il évite ainsi la saillie.

Ainsi deux moyens se présentent pour remédier aux vices de construction de l'appareil évaporatoire du *Lavoisier*. Le premier, le plus rationnel, mais le plus coûteux, et qu'on devrait employer s'il s'agissait de la construction d'un nouvel appareil ou d'une forte réparation à faire à celui du bâtiment, serait de réduire les hauteurs exagérées des carneaux et par suite le niveau du liquide aux proportions convenables déterminées par la pratique; le second, beaucoup plus simple et surtout d'une application plus immédiate aux chaudières du *Lavoisier*, ainsi qu'à celles qui doit prendre le *Caméléon*, entièrement semblables et déjà construites, est celui qui consiste à agrandir les réservoirs de vapeur en plaçant sur chaque couple des quatre compartiments de l'arrière un coffre semblable à celui d'un des deux compartiments de l'avant, et communiquant l'un à l'autre par un tuyau. Les coffres à vapeur réunissant deux à deux les quatre compartiments de l'arrière auront même hauteur (1^m.00) et même longueur (2^m.00) que les coffres de l'avant; leur largeur sera de 1^m.80 afin de recouvrir, moitié par moitié, les deux compartiments correspondants. Leur capacité sera donc de 3^m.60 + 3^m.60 = 7^m.20, qui ajouté à 31^m.98 donnera 39^m.18 pour le nouveau volume de la vapeur en réserve des chaudières du *Lavoisier*, ou bien $\frac{39.18}{220} = 0.17809$ par force de cheval.

L'application immédiate de ce dernier moyen à l'appareil du *Caméléon* a réalisé complètement nos prévisions lors des épreuves de ce bâtiment.

En se reportant encore au tableau ci-dessus, on voit que le volume de vapeur en réserve des chaudières du *Lavoisier* aurait été suffisant si les machines avaient eu une régulation semblable à celle des machines Maudslay (sans faire disparaître toutefois l'inconvénient résultant du peu de hauteur du tuyau de prise de vapeur au dessus du niveau de l'eau); puisque ces dernières consomment $\frac{1}{2}$ de moins de vapeur que celles du système *Sphinx*, c'est-à-dire que le volume de vapeur par cheval des chaudières Maudslay doit être de $\frac{1}{2} \times 0.17601 = 0.14081$. Nous aurions appliqué la régulation Maudslay aux machines du *Lavoisier*, si nous avions pu disposer de ce bâtiment, qui était sur le point de partir pour le Levant, et s'il n'avait pas été plus simple de lui construire deux coffres à vapeur supplémentaires pour corriger l'insuffisance de ses chaudières à fournir de la vapeur.

Observations sur la chaudière du bâtiment à vapeur de 100 chevaux LE BRASIER.
(Toulon, février 1840.)

2. Le capitaine du *Brasier* avait signalé la faiblesse de la puissance évaporatoire de la chaudière, les difficultés d'y obtenir un tirage suffisant, et par suite l'augmentation de la consommation journalière de charbon.

Le tirage de la chaudière a été sensiblement amélioré en réduisant les hauteurs des foyers à une hauteur convenable pour le passage de la flamme, mais principalement en substituant aux barreaux des grilles en fer forgé, dont l'intervalle pour le passage de l'air avait été porté à 27 millimètres, les anciens barreaux de grilles en fonte dont l'intervalle n'est que de 12 millimètres, suivant l'usage général. Avant cette substitution, le menu charbon enflammé, passant à travers les grilles, encombraient promptement les cendriers et produisait dans cette partie une élévation de température qui nuisait considérablement au tirage.

Volume des cendriers.

Volume des foyers.

Volume des conduits de chaleur immergés.

Volume de l'eau soumise à l'évaporation.

Volume occupé par la vapeur, y compris le coffre.

Surface des foyers exposée directement au feu.

Surface des conduits de chaleur immergés.

Surface totale de chauffe.

Sphinx.		Brasier.	
Pour 100 chev.	Par cheval.	Pour 100 chev.	Par cheval.
8 ^m . 158	0.05098	4 ^m . 488	0.04468
7. 740	0.04937	5. 008	0.05000
28. 372	0.17738	17. 375	0.17375
33. 212	0.16757	22. 219	0.17219
28. 461	0.17604	14. 201	0.14801
30 ^m . 700	0.19214	20 ^m . 101	0.10161
163. 328	1.02966	108. 866	1.08866
194. 128	1.21350	128. 737	1.28737

A l'exception du volume occupé par la vapeur en réserve, les autres proportions principales de la chaudière du *Brasier* paraissent être dans des rapports convenables avec celles de la chaudière du *Sphinx*. Le volume du réservoir de la première de ces deux chaudières est évidemment suffisant pour des machines qui consomment proportionnellement la même quantité de vapeur que les machines du type *Sphinx*, ou dont le système de régulation des tiroirs est identique. Cette insuffisance de la chaudière du *Brasier* aurait été encore bien plus sensible si ses machines avaient pu réaliser la vitesse normale de 27.14 coups de piston par minute, qui, d'après le marché du constructeur, correspond à la puissance de 100 chevaux; tandis que, dans les épreuves faites à Brost, cette vitesse ne s'était élevée qu'une seule fois jusqu'à 22 coups, l'appareil ne développant alors qu'une force de $100 \times \frac{22}{27.14} = 81$ chevaux; et, ce qui est digne de remarque, c'est que dans ce cas le rapport de la vapeur en réserve à celle consommée par les machines se trouvait à très peu près le même que pour la chaudière *Sphinx*, c'est-à-dire de $\frac{15.201}{81} = 0.17532$ par force de cheval.

Le volume de vapeur tenue en réserve dans la chaudière est de 0^m.14201 par cheval pour le *Brasier*, et de 0^m.17601 pour le *Sphinx*. Ces deux volumes sont à très peu près comme 4 est à 5, rapport exactement le même que celui qui existe entre les dépenses de vapeur des machines réglées suivant le systé-

me Maudslay, et de celles réglées suivant le système Fawcett (type *Sphinx*). Le volume de vapeur de la chaudière du *Brasier* sera évidemment rendu suffisant en réglant les tiroirs de ses machines suivant le premier de ces deux systèmes; le plus avantageux sous tous les rapports, et l'on obtiendra en même temps une réduction proportionnelle dans la consommation journalière du combustible. On a donc jugé indispensable d'opérer ce changement dans les tiroirs des machines du *Brasier*, en remplaçant leurs bandes frottantes par d'autres de hauteur convenable, pour que; d'après la nouvelle régulation, la quantité de vapeur introduite à chaque pulsation des pistons dans les cylindres ne soit plus que les 0.7 de la course; au lieu de 0.9 qu'elle était précédemment; d'où résulte une économie de $\frac{1}{3}$ dans la dépense de vapeur ou de combustible, sans que, à raison des effets utilisés de la détente et de l'avance à la condensation, la puissance de l'appareil en soit diminuée. Il est à remarquer que cette nouvelle régulation du *Brasier*, proportionnée sur la régulation Maudslay, est à très peu de chose près la même que celle adoptée récemment par M. Fawcett dans un de ses appareils de 80 chevaux; ne différant de l'appareil du *Brasier* que par le diamètre des cylindres, et construits en 1837 pour le bateau à vapeur le *Marseillais* ou le paquebot espagnol *El Mercurio*.

Après ce changement, la chaudière du *Brasier* a fourni abondamment de la vapeur à toute vitesse, la pression se soutenant à 25 centimètres, les soupapes levées.

Observations en réponse aux dépêches ministérielles des 12 et 19 avril.

(Toulon, 28 avril 1837.)

3. Le ministre, par ses dépêches des 12 et 19 avril 1837, annonce l'envoi à Toulon d'un appareil évaporatoire de M. Maudslay, destiné à un bâtiment à vapeur de la force nominale de 160 chevaux, mais pouvant, d'après les avantages du système employé par ce constructeur, produire la force de 180 chevaux. Il demande, à ce sujet, d'examiner s'il ne serait pas convenable d'appliquer cet appareil au bâtiment à vapeur le *Nageur*.

Nous pensons que, pour résoudre cette question d'une manière complète, il serait nécessaire d'attendre l'arrivée des chaudières annoncées par le ministre, afin de s'assurer si leurs dimensions conviennent à l'emplacement qu'on pro-

pose de leur affecter, et si leur puissance de production est appropriée au système suivant lequel est conçu l'appareil moteur.

D'après les comparaisons que nous avons été à portée d'établir entre les appareils construits par M. Maudslay et ceux du système de M. Fawcett, qui sont les plus nombreux dans la marine française, il nous a semblé que la légèreté des appareils du premier de ces deux constructeurs dépendait non seulement des proportions moins fortes de la charpente du mécanisme, mais plus particulièrement du système qu'il a adopté dans l'emploi de la force élastique de la vapeur. Ainsi nous venons de relever la régulation de la distribution de vapeur sur les machines Maudslay du paquebot de 160 chevaux l'*Eurotas*; en la comparant à celle qui a été relevée en 1833, sur le *Sphinx*, par M. l'ingénieur Fauveau, nous avons trouvé que l'admission de vapeur au cylindre n'a lieu que pendant les premiers $\frac{1}{4}$ environ de la course du piston, les autres $\frac{3}{4}$ s'achevant par l'expansion de la vapeur et par l'avance à la condensation; tandis que dans les machines du *Sphinx* l'admission a lieu pendant les premiers $\frac{5}{12}$. Il doit résulter de ce meilleur emploi de la force élastique de la vapeur une économie de puissance productive de l'appareil évaporatoire qui permet d'en diminuer les dimensions. Les conduits de flamme et de fumée sont en effet moins étendus dans les chaudières Maudslay que dans les chaudières Fawcett; et, sous ce rapport, on sait qu'il y a fort peu d'avantage à multiplier les retours des surfaces de chauffe qui ne sont pas dans le voisinage des foyers, et dont la chaleur est peu supérieure à celle du liquide en ébullition. On peut ajouter aussi que les chaudières Maudslay offrent dans leur construction plusieurs de leurs parties arrondies; cette forme, ainsi qu'une plus grande solidité dans les liaisons des parois entre elles, permettent de fonctionner à une tension de vapeur plus élevée que d'ordinaire. Nous pensons enfin que cet ensemble de systèmes de chaudières et de machines marines est le plus avancé dans la véritable voie des améliorations, au bout de laquelle s'offrent les machines à pression élevée, à détente et à condensation, qui, comme à terre, réaliseraient les meilleurs résultats pour l'économie du combustible, si, à la mer, elles ne présentaient des obstacles qu'on n'a pu vaincre jusqu'à ce jour.

De ces observations la conclusion naturelle serait qu'une corrélation indispensable doit toujours exister entre les systèmes suivant lesquels sont construits l'appareil évaporatoire et l'appareil moteur, et que, le premier étant donné, il faut modifier convenablement le second pour que l'ensemble soit parfait.

Nous joignons à cette note les traces des courbes donnant les lois de relations entre la marche du piston et celle du tiroir, relevés sur les machines du *Sphinx* et de l'*Eurotas*. Nous émettons ici l'opinion que le système suivi dans l'ensemble des appareils de ce dernier mérite, sous tous les rapports, la préférence.

Observations sur la dépêche ministérielle du 26 août annonçant la mise en adjudication d'un appareil à vapeur de la force de 160 chevaux, conforme à celui du Sphinx. (Toulon, 1^{er} septembre 1837.)

4. M. le ministre de la marine, se proposant de mettre en adjudication la construction d'un appareil à vapeur de 160 (c'était celui du *Grondeur*) sur le modèle de celui du *Sphinx*, réclame le renvoi de l'atlas renfermant les dessins de toutes les pièces qui composent cet appareil. La seule remarque à faire présentement sur cette adjudication, annoncée comme très prochaine, est qu'il conviendrait au moins de rectifier le texte descriptif des machines, en ce qui a rapport au règlement du jeu des tiroirs de distribution de vapeur, conformément au relevé qui en a été fait en 1833 sur les machines mêmes du *Sphinx*, par M. l'ingénieur Fauveau. Cette rectification, dont les avantages ont été constatés sur plusieurs machines de même modèle, consiste à *fixer les tocs ou heurtoirs d'excentrique sur l'arbre des manivelles*, de manière à ce que le tiroir soit, en haut comme en bas, en avance de 30 millimètres pour l'ouverture au condenseur, lorsque le piston est à fin de course, ou que la direction de la grande bielle se confond avec celle de la manivelle. Il serait peut-être à propos aussi d'engager M. le ministre à exiger que les chaudières, de modèle *Sphinx*, qui conviennent le mieux à ce système de machines, fussent construites en deux corps susceptibles d'être rendus indépendants l'un de l'autre au moyen de soupapes d'arrêt, et par l'addition d'un bouilleur ou lame d'eau au foyer tribord du milieu.

Nous pensons toutefois que des modifications très importantes pourraient être apportées désormais aux appareils à vapeur construits pour la marine royale, en adoptant les améliorations introduites en Angleterre depuis la construction du *Sphinx*, et qui nous ont paru avoir été adoptées par M. Fawcett lui-même, si nous en jugeons par un de ses appareils de 80 chevaux, monté cette année à Toulon. Nous voulons parler principalement du degré d'expansion employée dans les machines marines à basse pression. Dans les machi-

nes de MM. Maudslay et Field, la vapeur n'est introduite dans le cylindre que pendant les $\frac{1}{14}$ de la course du piston ; pendant les derniers $\frac{1}{14}$ la vapeur se détend , et elle se condense un peu avant la fin de la course pour éteindre peu à peu l'impulsion du piston, dont le mouvement va s'opérer en sens contraire. Ce degré d'expansion , employé depuis long-temps dans les appareils Maudslay , paraît être la limite utile que l'expérience de ces habiles constructeurs leur a fait assigner pour des machines à basse pression, dont la vapeur n'acquies habituellement dans les chaudières qu'une tension mesurée par 4 livres anglaises par pouce carré en sus de la pression atmosphérique. Cette observation est de la plus grande importance , puisqu'il en résulte qu'avec un appareil évaporatoire plus léger et une moindre consommation de combustible, on pourrait produire la même force que nos machines actuelles.

NOTE XII.

APPLICATION D'UN APPAREIL A VAPEUR COMME MOTEUR SECONDAIRE OU OCCASIONNEL SUR UN VAISSEAU DE LIGNE.

Extrait d'une note adressée à M. l'Inspecteur général du génie maritime. (Toulon, mars 1840).

1. Prenons pour exemple un vaisseau de 90 bouches à feu (nouveau modèle), tel que le *Suffren*, dont la longueur à la flottaison est de 60^m.278, la largeur 16^m.28, et la profondeur de carène 6^m.97 pour le tirant d'eau en charge correspondant à 2^m. de hauteur de batterie. Le rapport de la surface immergée de son maître-couple au parallélogramme circonscrit étant de 0.813, on aura pour aire de la résistance directe,

$$16^m.28 \times 6^m.97 \times 0.813 = 92^m.25.$$

La vitesse de sillage, en temps calme, d'un vaisseau de 90 canons avec un appareil 160 chevaux, serait, proportionnellement à la vitesse normale 9 nœuds d'un steamer de cette force,

$$V = \sqrt{\frac{160}{0.010 \times 92.25}} = 5.58 \text{ nœuds par heure, ou } 2^m.87 \text{ par seconde.}$$

La vitesse de régime des pistons de l'appareil de 160 chevaux étant de 22 coups par minute, et en supposant, suivant l'usage adopté par les constructeurs, que les bords extérieurs des aubes aient une vitesse circonférentielle égale à une fois et demie celle du sillage, on aura pour le diamètre des roues à l'extérieur des aubes,

$$3.4416 \times D \times \frac{22}{60} = 4^m.305, \text{ d'où } D = 3^m.75, \text{ diamètre normal.}$$

On portera toutefois le diamètre des roues à 4^m.50; afin de pouvoir augmenter le diamètre extérieur des aubes lorsque le vaisseau aura consommé une partie de son chargement en combustible ou en vivres, la vitesse de sillage sous vapeur du navire devant aussi s'accroître par une moindre immersion:

En se réglant sur le diamètre normal 3^m.75 et sur une hauteur d'aube de 60 cent. (hauteur égale à celle du seuillet des sabords de la première batterie au dessus de la ligne du pont), avec une immersion de 10 cent. au bord supérieur de l'aube la plus basse, et le vaisseau étant à son tirant d'eau en charge ou à 2^m. de hauteur de batterie, l'axe des roues devra se trouver à 1^m.875 — (0^m.60 + 0^m.10) = 1^m.175 au dessus de la flottaison, ou à 2^m. — 0^m.60 — 1^m.175 = 0^m.225 au dessous de la ligne droite des baux du pont de la première batterie.

L'axe des roues étant placé vers le milieu du dixième sabord de la première batterie à compter de l'avant du navire, il se trouvera, suivant l'usage adopté, aux $\frac{2}{3}$ de la longueur du pont de cette batterie à partir de l'avant; sa distance au grand mât sera de 9^m.50, distance plus que suffisante pour loger les chaudières et les machines dans la grande cale en avant de ce mât.

Les tambours des roues occuperont l'emplacement de 10 sabords (5 de chaque côté), 6 à la première batterie et 4 à la deuxième. Les élongis porteroies et leurs prolongements auront 9 mètres d'étendue en longueur totale; la courbure de ces prolongements venant se raccorder ou se mettre en harmonie avec la forme des murailles du vaisseau. Les tambours s'élèveront jusqu'au niveau du pont supérieur ou de la batterie à barbette, de manière à pouvoir exhausser les roues pour les mettre à couvert derrière les murailles bardées de fer de ces tambours, comme aussi pour qu'elles ne portent pas obstacle à la marche isolée à la voile. On conçoit en effet que ces roues pourraient être exhaussées de la moitié de leur diamètre, au moyen d'un système de crémaillères et de pignons mus par un axe à manivelles; les roues avec leurs arbres et paliers glissant dans des coulisses pratiquées aux murailles des tambours et du navire, et l'arbre de chaque roue pouvant être détaché ou rattaché à volonté à son articulation avec un arbre intermédiaire dans le local des machines.

D'après le devis d'armement du *Suffren*, ce vaisseau, avec 6 mois de vivres et 4 mois d'eau, prend en outre 350 tonneaux de lest en fer qui pourra être remplacé en très grande partie par le poids de l'appareil à vapeur et de son charbon. La suppression de 10 canons et de leurs accessoires donnerait un bénéfice de 50 tonneaux sur le poids de l'artillerie. On en obtiendrait à peu près autant sur les 6 mois de vivres, et autant sur les 4 mois d'eau, en réduisant l'effectif de guerre de 811 hommes à 678 comme pour les vaisseaux de 82 bouches à feu (anciens 74). En conservant donc seulement 100 tonneaux de lest en fer, on pourrait disposer d'un poids de 400 tonneaux, dont moitié pour

le poids de l'appareil complet avec son eau, et moitié pour un chargement de 12 jours de combustible.

Avec ce même poids de 400 tonneaux, même encombrement, et même consommation de combustible, on pourrait avoir, comme nous l'avons suffisamment démontré en divers endroits de ce mémoire, un appareil de la force de 200 chevaux ne différant de celui de 160 chevaux (*Sphinx*) que par le diamètre du cylindre, et construit suivant le système le plus favorable (système Maudslay) des machines à basse pression et à balanciers; et alors la vitesse normale que pourrait obtenir, sous vapeur, un vaisseau tel que le *Suffren*, s'élèverait à

$$V = \sqrt{\frac{200}{0.010 \times 92.25}} = 6.00 \text{ nœuds par heure, ou } 8^m.09 \text{ par seconde.}$$

2. *Observations (1842).* Si les circonstances avaient permis de donner suite à cette proposition d'appliquer un appareil à vapeur ordinaire à un vaisseau de ligne, comme moyen secondaire ou occasionnel de navigation, la question de fusion entre la marine à voiles et la marine à vapeur pour la guerre maritime se trouverait maintenant fort avancée et prête à s'approprier les progrès du mode de locomotion par la vapeur, tant pour le système de construction des machines navales que pour la substitution de la vis d'Archimède aux roues à aubes comme moyen de propulsion. On a, dit-on, le projet d'essayer la vis du capitaine Smith sur une frégate de guerre de troisième rang. Il nous semble que ce propulseur serait plus favorablement situé de chaque bord sous les flancs du navire, et vers la position des roues à aubes actuelles, que dans le massif d'arrière près de l'étambot. Tout ce qui composerait le mécanisme du moteur à vapeur serait concentré vers le milieu et complètement isolé des autres parties de la cale, de manière à ne gêner en rien l'arrimage des approvisionnements nécessaires aux bâtiments de guerre. Chacun de ces deux propulseurs, dont le diamètre serait à celui du propulseur unique du capitaine Smith comme $\sqrt{1}$ est à $\sqrt{2}$ ou : 1 : 1.415, pourrait être rentré au besoin dans un puits à soupape, bien calfaté, pour la marche à la voile ou pour les réparations. L'appareil moteur serait en deux machines à deux cylindres fixes et inclinés chacune, placées transversalement à l'axe longitudinal du navire, et pouvant agir ensemble ou séparément sur les arbres communiquant le mouvement aux deux propulseurs par des courroies et des poulies de renvoi. Ce nouveau genre d'application du propulseur à vis aurait besoin sans doute d'être soigneusement étudié sous les rapports de l'exécution et de

l'emploi pratique ; mais il ne présenterait peut-être pas plus de difficultés que le propulseur du capitaine Smith, pour lequel il est aussi indispensable de trouver un moyen prompt et sûr de le rendre amovible dans les cas de marche à la voile et de réparations. Si l'on adoptait pour l'appareil moteur le système de moyenne pression, la détente pourrait s'opérer dans l'un des deux cylindres inclinés de chaque machine, comme cela a lieu pour quelques bateaux à vapeur naviguant sur le Rhin. Jusqu'à ce que l'application des chaudières de M. Beslay aux machines marines ait confirmé les avantages qu'elles promettent, les chaudières tubulaires semblables à celles des locomotives seraient encore les plus convenables au système de moyenne pression. Les chaudières de ce genre qui font partie de l'appareil du *Vautour* ont fourni de nombreux sujets d'études dans les détails d'exécution. L'emploi de l'argile, les différentes modifications que nous avons fait subir à leur construction, et surtout celles apportées aux dispositions de leurs foyers par M. le capitaine Marceau, ont eu pour résultat la conservation de cet appareil, qu'on avait longtemps considéré comme impropre à tout service, et qu'il avait été souvent question de remplacer par un appareil à basse pression.

Extrait du mémoire de M. le capitaine Labrousse sur les nouveaux moyens de propulsion essayés en Angleterre et aux Etats-Unis.

3. « De l'examen comparatif des avantages et des inconvénients de la vis il résulte évidemment 1^o que sous tous les rapports (excepté sous celui de la vitesse) elle présente plus d'avantages que les roues ; 2^o que sous le rapport de la vitesse (1) les roues ont l'avantage sur la vis par les faibles brisès et les belles mers, surtout lorsque le bâtiment n'est pas trop chargé ; cet avantage diminue à mesure que le vent augmente et que la mer devient plus grosse, et il arrive un point, surtout vent arrière, où la vis a l'avantage sur les roues.

« C'est d'après ces conclusions que je vais examiner les avantages qu'on peut attendre de l'application de la vis aux diverses espèces de bâtiments, en ayant égard aux mers qu'ils doivent parcourir et au genre de service qu'ils doivent y remplir.

(1) La vis fait perdre plus de la vitesse comparativement aux roues à aubes, dans les circonstances de temps et de tirant d'eau les plus favorables.

» *Bâtiments légers destinés à porter des ordres et des dépêches dans la Méditerranée.* On peut, dans l'état actuel, rendre la marche des bateaux à vapeur très supérieure à celle que peuvent acquérir, même dans les circonstances les plus favorables, les bâtiments à voiles. Ainsi donc les bâtiments dont il s'agit devront toujours, sans avoir égard à la plus ou moins grande consommation de combustible, marcher à la vapeur, puisque dans ce cas la célérité est le premier but qu'on se propose d'atteindre. Or les bâtiments à roues ayant, de beau temps et par les belles mers, l'avantage sur ceux à vis, il paraît avantageux de conserver les roues aux bâtiments destinés à porter des ordres et des dépêches, particulièrement dans la Méditerranée, où les mauvais temps sont assez rares et de peu de durée, et où surtout la mer se calme promptement. Les distances à parcourir étant d'ailleurs assez courtes, le bâtiment n'a pas besoin d'être surchargé de charbon au départ.

» *Bâtiments légers destinés à porter des ordres et des dépêches dans l'Océan.*

La vis semble devoir être préférée pour ces bâtiments, surtout pour ceux destinés à faire les trajets des Antilles et de l'Amérique du sud. 1^o En raison des vents réguliers qui leur permettront de parcourir à la voile de grandes distances avec des brises favorables et assez fortes pour leur donner une belle vitesse. 2^o Parce que, la mer restant long-temps grosse après les coups de vent, les avantages de la vis seront plus souvent utilisés, en supposant entre les beaux et les mauvais temps le même rapport que dans la Méditerranée. 3^o La grande quantité de combustible que doivent embarquer à leur départ les bâtiments à vapeur est, pour les bâtiments à roues, un grave inconvénient; tandis que les bâtiments à vis, outre qu'ils en sont peu affectés, pourront, en raison des chances qu'ils ont d'obtenir plus souvent à l'aide de leurs seules voiles une vitesse suffisante, en embarquer une moins grande quantité. Par les mêmes raisons on pourrait les munir de plus puissantes machines.

» *Bâtiments de guerre.* Du moment que la vis, employée comme moyen de propulsion, loin de rendre le bâtiment moins marin, est au contraire susceptible d'ajouter aux garanties de la navigation, les avantages de son application aux vaisseaux de ligne deviennent si incontestables et si frappants, même pour les personnes le plus étrangères à la navigation à vapeur, qu'il semble inutile de les énumérer. Qu'on se figure en effet deux vaisseaux en présence, se servant l'un de la vis, l'autre de la voile, quelle inégalité n'y aura-t-il pas entre ces deux bâtiments; dont l'un pourra se mouvoir autour de l'autre dans toutes les directions avec une vitesse au moins double de la vitesse ordinaire d'un vais-

seau (par les temps et avec les voilures de combat), sans que rien puisse altérer sa puissance motrice, tandis que l'autre ne pourra se mouvoir que dans certaines directions, à l'aide de voilures entièrement exposées aux coups de l'ennemi? Que si, par impossible, la supériorité restait au dernier, comment en profiterait-il, puisque le bâtiment à vis serait toujours à même de se soustraire à propos aux coups de son vainqueur, impuissant à le suivre?

» Ainsi donc, quelque grands que pussent être les inconvénients résultant de l'application de la vis aux vaisseaux de ligne, les avantages pour le combat en sont si incontestables, qu'on ne pourrait hésiter à l'adopter, car l'avantage restera nécessairement à la puissance qui la première opposera de tels vaisseaux aux vaisseaux ordinaires.

» La question principale est de placer la machine à l'abri du boulet, et c'est pour cette raison que le système à roues ne peut être comparé dans ce cas au système à vis.

» Il résulte des recherches que j'ai faites à cet égard qu'en adoptant pour les vaisseaux une machine de la force de 1000 chevaux, même à basse pression, tout le système peut être placé entièrement au dessous de l'eau. La vis, d'ailleurs peu vulnérable, est complètement immergée et protégée par l'arrière du navire, qui la recouvre.

» A l'égard de la cheminée, qui ne dépassera que de quelques pieds le pont supérieur d'un vaisseau, elle ne pourra être abattue, et les trous des boulets seront facilement bouchés au moyen d'autoclaves disposés d'avance.

» Reste maintenant à examiner les inconvénients qui peuvent résulter de l'application de la vis aux vaisseaux :

» 1^o La vis, même désembrayée, nuit au sillage, puisque, d'après les expériences du capitaine Ericson, elle le diminue de $\frac{1}{10}$. Cet inconvénient pourrait disparaître au moyen de la disposition que j'ai mentionnée (2).

» 2^o Les chaudières, les machines et le charbon, occuperont un grand espace, et surchargeront le navire d'un poids considérable.

» En admettant le cas le plus défavorable, c'est-à-dire l'emploi des machines à basse pression, l'espace occupé par la base des chaudières serait de 10 mètres en carré; les machines en prendraient 8 environ en longueur, ce qui ferait 18 mètres en tout. Le charbon, pour un nombre d'heures assez limité, serait logé de chaque côté des machines et des chaudières. Le poids total des

(2) Ce moyen est à peu près semblable à celui que nous avons déjà indiqué pour exhausser les roues à aubes, art. 1^{er} de cette note.

machines, des chaudières et du charbon, pourrait être de 1000 tonneaux. Cette disposition entraînerait nécessairement la suppression d'une grande quantité de caisses à eau, inconvénient auquel cependant il serait peut-être possible de remédier en partie, en employant pour contenir l'eau des cuisines, du boulanger, etc., les chaudières qui ne doivent servir que très rarement. Il faudrait dans tous les cas se réserver les moyens d'obtenir de l'eau distillée en embarquant les appareils convenables.

» Mais si l'on considère que les vaisseaux ne doivent se servir de leurs machines que pour le combat ou dans des circonstances très urgentes, et toujours pendant quelques heures seulement, on conçoit qu'on peut sans inconvénient employer des machines à haute pression. Le court espace de temps pendant lequel les machines fonctionneraient ne permettrait pas la formation dans les chaudières d'une grande quantité de sels; le temps d'ailleurs ne manquerait pas pour les nettoyer, puisqu'elles ne serviraient que très rarement. Dans ce cas, le poids des machines et des chaudières, ainsi que l'espace occupé par elles, seraient considérablement réduits. »

» Dans une note sur *l'application de la vapeur à la navigation*, remarquable par l'élégance du style unie à la force de la pensée, où cette question est traitée tant sous le rapport politique que sous celui de la guerre maritime, M. Verninac Saint-Maur, capitaine de vaisseau, commandant supérieur des paquebots-poste du Levant, s'exprime ainsi : « A mesure qu'on examine attentivement chacune des opérations de la guerre maritime, et qu'on met en parallèle pour l'exécuter l'ancien et le nouveau moteur, on reconnaît l'impuissance de l'un, et l'on voit s'agrandir la puissance de l'autre. La question ne consiste donc plus à savoir lequel de ces deux éléments doit servir d'auxiliaire à l'autre; c'est une affaire jugée par quelques personnes, et qui le sera bientôt pour tout le monde. Ce qu'il importe essentiellement de déterminer, ce sont les formes les plus convenables des bâtiments à vapeur, leur armement militaire, le moyen d'abriter tout l'appareil des machines contre les ravages de l'artillerie, et la mâture la plus simple, et en même temps la plus propre à la navigation. »

» La substitution de la vis d'Archimède aux roues, tentée en France et heureusement appliquée en Angleterre, résout une partie du problème. L'autre partie est résolue par le projet de navire qu'a présenté au gouvernement le lieutenant de vaisseau Labrousse, projet que cet officier distingué a bien voulu nous communiquer, et qui, à notre avis, tranche toute contestation entre la voile et la vapeur. »

PROJET DE BÂTIMENT À VAPEUR DE LA FORCE DE 180 CHEVAUX, RÉDIGÉ PAR
ORDRE DE M. L'INSPECTEUR GÉNÉRAL DU GÉNIE MARITIME. (Juillet 1830.)

Dimensions principales.

On a donné à la carène 50 mètres de longueur mesurée de dehors en dehors, à la flottaison, et 9 mètres de largeur à cette même partie :—Rapport. 5.555. Le creux est de 40 centimètres plus grand que celui du *Sphinx*, et le tirant d'eau de 3^m.55 au lieu de 3^m.33. A ce tirant d'eau normal, qui correspond à la moitié du chargement le plus ordinaire en combustible, la surface de la portion immergée du maître-couple ne dépasse pas celle du *Sphinx*. Les fonds de l'arrière et de l'avant sont plus fins de forme; et, quoique les trois dimensions principales aient été augmentées, le déplacement total surpasse seulement de 12 tonneaux celui de l'ancien type de nos bâtiments de 160, l'un et l'autre calculés par la même méthode et avec un nombre égal d'ordonnées. Ces 12 tonneaux suffisent pour compenser l'excédant du poids de coque, poids évalué proportionnellement à celui de la coque du paquebot des postes le *Mentor*, dont nous avons eu l'occasion de vérifier l'exactitude.

Bases de l'armement.

Un appareil de 160 chevaux (modèle *Sphinx*) pesant au moins 200 tonneaux, l'eau des chaudières comprise, celui de 180 chevaux, exécuté suivant le système le plus perfectionné, ne doit peser au plus que 180 tonneaux, également avec l'eau des chaudières. Il y aura donc un bénéfice de 20 tonneaux qui pourra s'ajouter à la moitié du chargement ordinaire en charbon, laquelle n'est portée qu'à 80 tonneaux dans la plupart des devis d'armement des bâtiments du type *Sphinx*.

Ainsi on peut compter sur la certitude des renseignements d'après lesquels les bases suivantes de l'armement du bâtiment projeté de 180 chevaux ont été établies.

Artillerie, munitions de guerre, équipement et rechanges d'artillerie

(2 canons-obusiers de 30 et 2 canons de 80, à 100 coups chacun. 30^e. 000

PROJET DE BÂTIMENT À VAPEUR DE 180 CHEVAUX.		247
Mâture, agrès, appareils et rechanges des divers services.		29.000
Vivres pour 80 hommes pendant 40 jours (comprenant le biscuit, la farine, les salaisons et rafraîchissements de toute espèce, les futailles pour les vivres, et les ustensiles de cambuse et de boulangerie).		5.000
Eau.		8.000
Vin.		.260
Eau-de-vie.		0.054
Caisses à eau en tôle.		1.330
Pièces à eau.		0.300
Futailles pour le vin et l'eau-de-vie.		0.560
Bois.		3.000
Chantiers et bois d'arrimage.		2.000
Provisions de table du capitaine et de l'état-major.		3.000
Poids de l'équipage et de ses effets.		8.000
Embarcations et menus objets d'armement.		4.000
Poids de l'appareil à vapeur, y compris l'eau des chaudières et les soutes en fer.		180.000
Charbon de terre pour le service des machines.		100.000
	Total du poids de l'armement.	376.445
	Poids présumé de la coque.	400.000
Le déplacement de la carène devrait être de		776.445
Celui du bâtiment projeté, à 3 ^m .30 de profondeur de carène ou à 3 ^m .55 de tirant d'eau moyen, est de		784.417

Forme de la carène.

La forme de la carène est assez semblable à celle de la *Medea*, de M. Oliver Lang; mais, par la finesse des fonds, elle se rapproche encore plus de celle du *Firebrand*, du même constructeur. Nous avons conservé les saillies dans les hauts, afin de donner au pont une largeur égale à celle du pont de la *Medea*, dont nous avons imité les dispositions pour l'installation des canons-obusiers de 80, à l'avant et à l'arrière; l'augmentation de largeur du pont au moyen des saillies étant d'ailleurs motivée par les mouvements de troupes que les bâtiments de cette espèce sont destinés à opérer.

D'après les formes adoptées et les positions des centres de gravité des machines et des munitions d'armement, nous présumons qu'au chargement normal le bâtiment aura une différence de tirant d'eau d'environ 20 centimètres sur l'arrière.

La surface immergée du mât-re-couple étant égale à celle de nos bâtiments de 160, la vitesse normale du navire, en eau calme, serait accrue dans le rapport de $\sqrt[3]{160}$ à $\sqrt[3]{180}$, ou de 9 nœuds à 9.375 nœuds, si l'on n'avait égard seulement qu'à la proportion des forces motrices; mais on doit s'attendre à une plus grande augmentation de vitesse, à raison de la forme de la carène, qui est mieux taillée pour diviser le fluide et diminuer la résistance au sillage.

Position de l'arbre des roues.

L'arbre des roues des bâtiments à vapeur est assez généralement placé aux $\frac{1}{2}$ de la longueur totale à partir de l'avant. La position de cet arbre peut varier dans de certaines limites, sans apporter des changements sensibles aux qualités du navire; il semble même qu'on la portant un peu plus de l'avant, elle tend à diminuer le cercle des évolutions et à faciliter les virements de bord. C'est ce qui a lieu dans les meilleurs bâtiments à vapeur, *la Medea*, *le Firebrand*, etc. En même temps les cylindres des machines sont dans le voisinage des chaudières, et l'on diminue ainsi l'étendue du tuyau d'apport de la vapeur et les pertes de chaleur provenant de la radiation par les parois des enveloppes. Tout prouve donc qu'il y a bénéfice à retourner les machines par rapport aux chaudières; le poids des roues sur l'avant étant balancé par celui de l'approvisionnement en charbon, qui sera plus concentré vers l'arrière.

Proportions des roues à aubes.

Les proportions des roues du système ordinaire ont été déterminées de la manière suivante;

Le diamètre des roues, à l'extérieur des aubes, est donné par la formule $D = \frac{SV}{n}$, dans laquelle $S = 28.6178$, en supposant la vitesse de sillage du navire égale aux deux tiers de la vitesse circonférentielle à l'extérieur des aubes, coefficient généralement adopté par les constructeurs anglais.

En évaluant à 9.4 nœuds par heure, ou 4.835 mètres par seconde, la vitesse de sillage V , et n ou le nombre de coups par minute étant égal à 23.333 pour une course de piston de 1.3715 mètres (4 $\frac{1}{2}$ pieds anglais) et une vitesse absolue de 64 mètres (210 pieds anglais) par minute, on a

$$D = \frac{28.6178 \times 4.835}{23.333} = 5.94 \text{ (1 pied 6 pouces anglais).}$$

La hauteur de l'aube a été calculée d'après la considération que la vitesse circonférentielle au bord intérieur des aubes doit dépasser d'environ $1\frac{1}{2}$ nœuds la vitesse normale de sillage, afin que les navires à vapeur qui sont destinés à s'aider des voiles, concurremment avec leur principal moteur, puissent acquérir une vitesse supérieure à leur vitesse normale en eau calme, sans qu'on ait besoin d'augmenter le régime de la machine, pour que la partie intérieure des aubes ne soit pas contraire à la marche. Ainsi, la vitesse par le concours du vent et de l'action de la machine, pouvant aller à 11 nœuds, tandis que la vitesse normale en temps calme est de $9\frac{1}{2}$ nœuds, nous aurons (D' désignant le diamètre de la roue au bord intérieur des aubes, et V le maximum de vitesse que puisse acquérir le navire par les actions combinées du vent et de la vapeur),

$$\frac{\pi D' n}{60} = V,$$

ou

$$\frac{D' \times 23.333}{19.099} = 5^m.658 \text{ par seconde,}$$

d'où

$$D' = \frac{19.099 \times 5.658}{23.333} = 4^m.631.$$

La hauteur de l'aube

$$h = \frac{D - D'}{2} = 0^m.65 \text{ (2 pieds } 1\frac{1}{2} \text{ pouce anglais).}$$

Dans les bâtiments à vapeur semblables au *Sphinx*, aux paquebots du Levant, etc., le rapport de la surface d'une aube à la surface immergée du mât-re-couple est égal à 13.772. l représentant la longueur de l'aube, et B^2 ou la surface immergée du mât-re-couple étant égale à 21.889 mètres carrés, on aura

$$lh = \frac{21.889}{13.772} = 1^m.59,$$

d'où

$$l = \frac{1^m.59}{h} = \frac{1^m.59}{0^m.65} = 2^m.44 \text{ (8 pieds anglais).}$$

Pour que les aubes ne puissent se nuire entre elles par leur rapprochement, leurs bords intérieurs sont habituellement séparés par un intervalle de 0.91 mètres (3 pieds anglais). Ainsi la circonférence $\pi D' = 3.1416 \times 4.631 = 14.549$, divisée par 0.91, donne 16 pour le nombre d'aubes.

Nous remarquerons que les proportions qui résultent de ces calculs s'accordent parfaitement avec celles établies par les marchés passés avec les fabricants de machines marines de la force de 160 à 180 chevaux.

Si l'on se décide à appliquer au bâtiment les roues à aubes mobiles du système Morgan, les dimensions en seront déterminées proportionnellement aux dimensions précédentes en suivant les rapports qui existent entre les roues Morgan de la *Medea* et les roues ordinaires de la *Salamander*, bâtiments d'égale force et ayant des machines entièrement semblables. Voici les dimensions des roues de ces deux bâtiments, données primitivement par M. Barlow et rectifiées par M. Aristide Mornay.

Roues ordinaires de la *Salamander*.

	Mes. anglaises. pieds, pouces.	Mes. françaises.
D. Diamètre des roues, à l'extérieur des aubes.	21	6 ^m .400
L. Longueur d'aube.	8 9	2 .687
H. Hauteur id.	2 6	0 .762
Lh. Surface d'une aube.	"	2 ^m .032
Nombre d'aubes.		16.

Roues Morgan de la *Medea*.

	pieds, pouces.	
D. Diamètre du cercle circonscrit au polygone extérieur portant les essieux des aubes mobiles.	21	6 ^m .400
L'. Longueur d'aube, sur un tiers de sa hauteur, extérieurement.	5 7	1 .702
L". Longueur d'aube, sur deux tiers de sa hauteur, extérieurement.	4 5	1 .346
$\frac{L' + 2L''}{3} = L$. Longueur moyenne d'aube.	4 9 $\frac{1}{2}$	1 .465
H'. Hauteur d'aube.	3 4	1 .016
LH. Surface d'une aube.		1 ^m .688
Nombre d'aubes.		11

Établissant entre les dimensions des roues ordinaires calculées précédemment et les roues du système Morgan les mêmes rapports qu'entre celles de la *Salamander* et de la *Medea*, on aura le tableau suivant :

Bâtiment projeté de 180 chevaux.

Roues ordinaires.

Diamètre des roues, à l'extérieur des aubes.	5 ^m .94
--	--------------------

Longueur d'aube.	2 ^m .44
Hauteur id.	0 .65
Surface d'une aube.	1 ^m .59
Nombre.	16

Roues à aubes mobiles (système Morgan).

Diamètre du cercle circonscrit au polygone extérieur.	5 ^m .94
Longueur d'aube, sur un tiers de sa hauteur $(= 3 \times 1.34 - 2 \times 1.33)$.	1 .56
Longueur d'aube, sur deux tiers id. $\left(= \frac{3 \times 1.34}{2 \times \frac{1}{L'}} \right)$.	1 .23
Longueur moyenne d'aube $(= \frac{L}{2} \times 2.44)$.	1 .34
Hauteur d'aube $(= \frac{H}{h} \times 0.65)$.	0 .87
Surface d'une aube $(= \frac{LH}{h} \times 1.39)$.	1 ^m .165
Nombre d'aubes.	11

NOTA. — Les signes L , h , L' , H et $\frac{L'}{L'}$, désignent les dimensions des aubes de la *Salamander* et de la *Medea*. La longueur de l'aube, sur deux tiers de sa hauteur, est déterminée par l'équation

$$\frac{L' + 2L''}{3} = 1^m .34$$

(longueur moyenne), ou

$$\frac{\frac{L'}{L''} L'' + 2L''}{3} = 1^m .34;$$

d'où

$$L' = \frac{3 \times 1^m .34}{2 \times \frac{L'}{L''}} = \frac{4^m .02}{3.2645} = 1^m .23,$$

$\frac{L'}{L''}$ étant égal à $\frac{1.702}{1.346} = 1.2645$, d'après les proportions des aubes de la *Medea*.

La hauteur de l'axe des roues, par rapport au tirant d'eau normal de moyenne charge en combustible, est réglée, assez généralement, de manière à ce que l'immersion du bord intérieur de l'aube *ordinaire* la plus basse soit d'environ 10 centimètres (4 pouces anglais), au dessous de la flottaison normale. La coque du navire augmentant de poids après que les bois ont été imbibés d'eau, on éprouve presque toujours la nécessité de diminuer de quel-

ques centimètres le diamètre extérieur des aubes; ce qui nous a engagé à ne donner que 6 centimètres d'immersion à l'aube ordinaire. L'aube Morgan étant suspendue, par le milieu de sa hauteur, au polygone ayant même diamètre que le cercle extérieur des aubes ordinaires, son immersion au bord intérieur sera de $65 - \frac{87}{2} + 6 = 27.5$ centimètres au dessous de la flottaison normale.

La roue à aubes mobiles du système Morgan est inférieure en solidité et en durée à la roue à aubes commune, et elle exige plus de soins pour l'entretien de son mécanisme; mais ces inconvénients sont largement compensés par les avantages qu'elle offre, sous le rapport d'une meilleure efficacité d'action, et par conséquent de l'économie de combustible. Elle est supérieure à tous les systèmes de roues de même genre, particulièrement à la roue de Buchanan, dont les aubes conservent constamment la position verticale.

En adoptant ce système de roues, il sera nécessaire d'augmenter l'écartement entre les grands baux, ainsi qu'on l'a indiqué en lignes brisées sur le projet (Pl. V), et de fourrer entièrement les mailles au portage de ces baux.

Le dessin des roues du *Firebrand*, de 120 chevaux (2^e volume de *l'Atlas du génie maritime*), ainsi que celui des roues de la *Medea* (nouvelle édition anglaise de Tredgold), fourniront tous les documents pour l'exécution des roues suivant le système Morgan. Nous ne voyons en même temps aucune objection pratique contre le manchon d'embrayage avec le seul moyen conducteur que nous proposons (Pl. III, fig. D). C'est le plus simple, le plus rationnel et le moins coûteux de tous les embrayages qu'on puisse appliquer à ce système particulier de roues. L'arrêt du levier servant à manœuvrer cet appareil nous paraît suffisant pour s'opposer à la faible tendance qu'a le manchon à désengrener avec le moyen; et cet arrêt serait d'ailleurs invariablement assuré par une rondelle mobile sur la muraille du navire, et qu'on interposerait entre le manchon et le palier de l'arbre. Enfin, à tout événement ou en cas d'insuccès, une cheville préparée d'avance et devant traverser l'arbre de la roue et le moyen conducteur paralyserait entièrement les effets du manchon d'embrayage.

Charpente du bâtiment.

Nous avons adopté, sauf quelques légères modifications, le mode de charpente et les échantillons des bois des paquebots des postes de la Méditerranée, qui s'accordent assez avec le tableau arrêté en Angleterre pour la sûreté de la navigation maritime par la vapeur (*Appendice n. 11* de l'enquête

de 1831), et qui d'ailleurs sont à très peu près les mêmes que ceux de nos bâtiments de guerre de 160 à 180 chevaux.

A l'imitation de ce qui s'exécute sur le *Ténare*, en construction à Toulon, la quille sera composée de deux parties dans le sens de sa hauteur : une quille intérieure chevillée avec les varangues et avec les gabords, et une quille extérieure ou fausse quille destinée à recevoir le premier choc et à être emportée dans les échouages, suivant le système des *quilles de sûreté* inventé par M. Oliver Lang. Un remplissage en mailles régnera dans toute l'étendue du fond de la cale; mais il ne s'élèvera, selon l'accroissement des varangues, qu'à la hauteur nécessaire pour que les eaux provenant des mailles se rendent sur les vaires le long des carlingues et arrivent facilement aux pompes de secours du navire ainsi qu'aux pompes de service des machines. Ce remplissage sera calfaté intérieurement et extérieurement. C'est le meilleur moyen d'éviter, à bord des bâtiments à vapeur, l'infection que produisent les dépôts de graisse et de charbon sulfureux qui se logent dans les mailles laissées vides, et d'où il est presque impossible de les extraire.

Le vaigrage oblique sera en deux couches superposées, chacune de 3 $\frac{1}{2}$ centimètres d'épaisseur (ensemble 7 cent., épaisseur du vaigrage ordinaire), et d'environ 26 cent. de largeur; la première couche inclinée de 45° de l'avant à l'arrière, et la couche supérieure de 45° de l'arrière à l'avant. Ce vaigrage sera partagé en deux zones, l'une dans toute l'étendue de la cale entre les sers d'emporture et la bauquière ou ceinture du faux pont, l'autre dans l'emplacement de la machine seulement entre cette ceinture et les sous-bauquières du pont supérieur. Le travail en sera plus facile, offrira plus d'économie dans l'emploi des bois, et donnera plus de garanties contre la déformation de la carène, que le vaigrage ordinaire en une seule couche inclinée dans le même sens.

Les courbes en bois du pont, qui ont l'inconvénient d'encombrer un espace précieux pour les logements, seront remplacées par des courbes en fer, conformément au modèle arrêté pour le *Ténare*.

Mât, voilure et gréement.

Nos bâtiments à vapeur de guerre doivent tendre à se rapprocher autant que possible des conditions des bâtiments à voiles. A mesure qu'on avancera dans cette voie de progrès, l'appareil des voiles prendra nécessairement plus de développement. On ne saurait mieux faire, en l'état actuel, que d'imiter

le bâtiment à vapeur qui a obtenu le plus de succès en ce genre. Nous avons donc déterminé les dimensions de la mâture et de la voilure de notre bâtiment de 180 chevaux proportionnellement à celles de la *Medea*.

Nous proposons d'adopter la méthode, usitée en Angleterre sur les bâtiments à vapeur de l'Amirauté, de fixer les haubans à l'intérieur des murailles du pont, et de composer de chaînes en fer la totalité des haubans du grand mât qui avoisine la cheminée. Le ridage à *chaînes* (Pl. III ; fig. B) tel que nous l'avons installé en dernier lieu sur le *Cerbère*, le *Phare* et le *Castor*, a paru très avantageux ; il ne produit presque aucun encombrement à l'intérieur du navire, beaucoup moins surtout que le ridage à caps-de-mouton, employé par les Anglais. Deux leviers à clef agissant angulairement, l'un par rapport à l'autre, sur les deux extrémités hexagonales de l'axe du rouleau à empreintes, produisent au delà de la force nécessaire pour opérer la tension des haubans. Cette installation s'appliquerait également bien aux porte-lianbens extérieurs des vaisseaux ; et, au moyen d'un rouleau à canal servant de poulie de retour, le ridage pourrait s'exécuter de l'intérieur du navire.

Système de l'appareil à vapeur.

Nous persistons dans notre opinion que le système de machines à vapeur marines qui réunit à la fois les meilleures conditions de solidité, de légèreté et d'économie dans l'emploi de la force motrice, est celui perfectionné par MM. Maudslay et Field. C'est le système qu'il nous convient d'imiter le plus exactement possible pour les appareils que nous construirons nous-même.

Depuis plus de 30 ans que la machine à vapeur a été appliquée avec succès à la navigation maritime, elle est restée à peu près telle qu'elle fut arrêtée de concert entre Watt et Fulton, tant sous le rapport du mode d'emploi de la force élastique de vapeur que sous celui du genre de structure du mécanisme. Durant cette longue période de temps, où l'on a vu naître et mourir des milliers de projets qui devaient changer entièrement le système de construction des machines à vapeur marines, le seul perfectionnement d'une utilité bien réelle, et que le génie de Watt avait prévu, l'usage de la détente jusqu'à sa limite la plus utile, a été obtenu par les recherches de MM. Maudslay ; et c'est encore à ces constructeurs qu'est due l'idée des deux machines conjuguées qui suppriment l'emploi du volant. (Notice de M. Arago, p. 228, annuaire de 1837.)

Les machines fabriquées par MM. Miller et Ravenhill sont celles qui appro-

chent le plus des machines de MM. Maudslay et Field par leur légèreté et l'emploi le mieux entendu de la force motrice. Elles sont même souvent préférées par l'industrie, parce que ces fabricants se sont attachés particulièrement à la légèreté et à l'économie dans la construction de leurs appareils, sans nuire cependant à la perfection d'exécution. Aussi c'est surtout dans la spécialité de la navigation des fleuves et rivières que MM. Miller et Ravenhill se sont fait une réputation presque hors de ligne.

Les nombreuses améliorations apportées successivement par MM. Maudslay et Field dans les moindres parties des machines marines rendent nécessairement leurs appareils plus coûteux; mais ces améliorations de détail ne sauraient être négligées sur nos bâtiments à vapeur de la marine royale, parce qu'elles concourent ensemble à faciliter le travail des machines et à leur conserver long-temps toutes leurs qualités premières. C'est un fait dont l'importance est bien appréciée lorsqu'on examine l'état d'entretien de ces mécanismes après quelques années de service.

Quant à la forme architectonique des bâtis, la force peut être unie à la légèreté, sans en exclure la grâce. Les bâtis à faces planes ont une apparence de lourdeur et sont en même temps plus fragiles; ceux à nervures et colonnes creuses peuvent être traversés intérieurement par des tirants en fer pour lier la charpente aux fondations, lorsqu'on éprouve la nécessité d'ajouter à leur solidité. A cet égard on sait que le genre d'architecture des machines marines n'est, pour ainsi dire, que le blason au moyen duquel les fabricants distinguent les produits sortant de leurs ateliers; et ils se garderaient bien de le changer pour en adopter un autre, lors même que celui-ci leur paraîtrait plus avantageux. Pour nous une semblable considération ne saurait être valable.

Ce sont ces divers motifs qui nous ont engagé à choisir les machines de MM. Maudslay pour en représenter les dispositions d'ensemble dans notre projet de bâtiment à vapeur et pour en combiner les proportions avec celles du navire. (Pl. V.)

Résultats des calculs de déplacement, de stabilité et de vitesse, du projet de bâtiment à vapeur de la force de 180 chevaux. (Pl. V.)

DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur de rabrière en rabrière, au pont.	51.670
Largeur au maître-couple, en dehors des membres.	8.800
Creux de dessous quille à la ligne droite des baux du pont, par l'axe des machines.	5.890
Tirant d'eau moyen en charge pour la meilleure marche.	5.550
Différence de tirant d'eau id. id.	0.300

DÉPLACEMENT.

Longueur de la carène à la flottaison moyenne en charge, en dehors des bordages.		50.000
Largeur id.	id.	id.
		9.000
Profondeur de la carène entre le trait inférieur de la rabrière de la quille et la flottaison moyenne.		5.700
Déplacement de la carène avec bordage, comprise entre le trait inférieur de la rabrière de la quille et la flottaison en charge à 5 ^m .55 de tirant d'eau moyen.	Avant.	420.386
	Arrière.	560.703
	Différence.	59.563
	Total.	780.969
Déplacement pour 1 centimètre d'immersion à la flottaison moyenne en charge.		3.839
Rapport en nombre abstrait	du volume de la carène à celui du parallépipède circonscrit.	0.512
	de la surface de la flottaison à celle du parallélogramme circonscrit.	0.851
	de la surface plongée du maître-couple à celle du id.	0.737

TABLE pour servir à la construction de l'échelle de déplacement de la carène hors bordage, y compris la quille au dessous de la rabture et la flèche quille.

Tirant d'eau moyen en dessous la flèche quille.	Déplacement correspondant	Déplacement moyen par centim. d'un tirant d'eau à l'autre.
0.250	3.467	0.540
0.380	11.985	0.811
0.510	41.772	1.361
1.240	86.703	1.532
1.570	150.465	2.637
1.900	250.583	2.849
2.230	324.036	3.150
2.560	480.501	3.400
2.890	541.407	3.590
3.220	660.189	3.764
3.550	784.416	

STABILITÉ.

Distance du centre de la carène au centre de la flottaison moyenne en charge.
 en avant de la verticale passant par le milieu de cette flottaison.
 Hauteur du métacentre latitudinal au dessus du centre de la carène.

m
 5.195
 1.001
 2.851

VOILLURE.

Surface de voilure.
 Rapport de cette surface à celle du parallélogramme circonscrit à la flottaison.

m²
 976.672
 2.170

Distance du centre de la carène au centre de la flottaison.
 en avant de la verticale passant par le milieu de cette flottaison.

m
 14.650
 4.519

Conditions de force d'une machine à vapeur à basse pression de 90 chevaux (système Maudslay).

Diamètre du piston du cylindre à vapeur.	1 ^m .235
Course d ^e d ^e	1 ^m .571
Hauteur de la colonne de mercure faisant équilibre à la tension de la vapeur dans le cylindre, en sus de la pression atmosphérique.	0 .127
Vitesse que doit prendre le piston par minute, donnant la mesure de la puissance évaporatoire de la chaudière.	64 .000

PROJET DE PAQUEBOT A VAPEUR TRANSATLANTIQUE DE LA FORCE DE 450 CHEVAUX,
CONFORMEMENT AU PROGRAMME ARRÊTÉ PAR M. L'INSPECTEUR GÉNÉRAL DU
GÉNIE MARITIME. (Toulon, 25 août 1840.)

Avant d'entrer dans la discussion des bases sur lesquelles nous avons établi notre projet, nous croyons devoir exposer quelques principes généraux déduits de nos propres recherches sur les bâtiments à vapeur, dont nous avons lithographié la collection, et qui font partie du deuxième volume de notre *Atlas du génie maritime*. On verra que ces principes peuvent être étendus à tous les bâtiments de même espèce, quelle que soit leur force, et qu'au moyen de simples calculs de proportions, on détermine les dimensions d'un navire à vapeur devant satisfaire à des conditions de distance et de vitesse données. (Voyez note II^e, art. 1, p. 146 à 150.)

Nous ferons précéder de quelques observations préliminaires l'application des principes généraux (exposés note II^e, art. 1) aux bâtiments à vapeur construits en Angleterre pour les voyages transatlantiques.

L'équation

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{F}{KB^3}} \quad \text{ou} \quad V = \sqrt{\frac{F}{K\lambda LT}}$$

donne la vitesse de sillage d'un bâtiment à vapeur, en eau calme, et au tirant d'eau normal pour le meilleur règlement des roues, qui correspond, en général, à la moitié du chargement en combustible. Dans cette équation F représente la force nominale en chevaux de l'appareil moteur; B³ la surface immergée du maître-couple ou de la plus grande section-transversale du navire; L la largeur de cette section; T la hauteur de cette section, ou le tirant d'eau du navire, déduction faite de la saillie de la quille en dehors de la carène; λ le rapport de B³ à LT, ou de la surface immergée du maître-couple au parallélogramme circonscrit, et K un coefficient numérique qui varie progressivement en raison inverse de la puissance nominale du bâtiment ou en raison directe du nombre de coups de piston battus par les machines.

Les valeurs de K, déterminées d'après les vitesses normales (en nœuds ou milles nautiques) des bâtiments de 12 à 220 chevaux dessinés dans notre

Atlas du génie maritime, et étendues par comparaison jusqu'aux bâtiments de 800, sont les suivantes :

$K = 0.015$ pour les bateaux au dessous de 20 chev., ou pour 40 coups de piston de l'appareil.

$K = 0.012$ pour les bat. de la force de 20 à 50 ch., ou pour 40 à 30 coups de piston.

$K = 0.011$	d°. 50 à 160	d°. 30 à 25	d°.
-------------	--------------	-------------	-----

$K = 0.010$	d°. 160 à 200	d°. 25 à 22	d°.
-------------	---------------	-------------	-----

$K = 0.009$	d°. 200 à 300	d°. 22 à 20	d°.
-------------	---------------	-------------	-----

$K = 0.008$	d°. 300 à 400	d°. 20 à 19	d°.
-------------	---------------	-------------	-----

$K = 0.007$	d°. 400 à 500	d°. 19 à 18	d°.
-------------	---------------	-------------	-----

K diminuant, la valeur de V augmente; c'est-à-dire que l'effet utile des machines ou la vitesse qu'elles procurent aux navires croît dans un plus grand rapport que leur puissance nominale (1).

λ ou le rapport de la surface immergée du maître-couple au parallélogramme circonserit (au tirant d'eau normal de moyenne charge, ou pour la meilleure marche), varie de $\lambda = 0.75$ à $\lambda = 0.85$ dans les bâtiments construits pour la grande navigation maritime, $\lambda = 0.758$ pour les bâtiments de M. Symonds, tels que *la Gultare*; pour les paquebots très fins et très allongés tels que *le Phœcen*, ce rapport n'est que de $\lambda = 0.715$; pour *la Medea* de M. Oliver Lang $\lambda = 0.811$ (au tirant d'eau normal correspondant à 108 tonnes de charbon ou au tiers du plus fort approvisionnement en combustible que ce bâtiment puisse prendre); pour les paquebots des postes de la Méditerranée $\lambda = 0.823$, et enfin $\lambda = 0.86$ pour *le Sphinx* ou *le Yélocé*.

$\frac{F}{B^2}$ ou $\frac{F}{\Delta T}$ qui exprime le rapport du nombre de chevaux de l'appareil moteur au nombre de mètres de la surface immergée de la section transversale

(1) Remarquons que les valeurs que nous avons assignées au coefficient K ont été vérifiées de la manière la plus satisfaisante toutes les fois que nous avons pu connaître avec exactitude les vitesses des bâtiments. Ainsi pour *la Medea*, par exemple, nous avons trouvé que sa vitesse normale est de 9.6 nœuds au tirant d'eau correspondant au tiers de son plus fort approvisionnement de combustible; et en supposant, comme dans les expériences de Woolwich, que ce bâtiment soit léger ou ait consommé presque tout son charbon, sa vitesse devient égale à 9.84 nœuds = 11.33 milles anglais, précisément la même que celle qui est indiquée par M. Barlow dans le tableau de ses expériences. Voyez la note (2) du § 9, chap. 1, p. 27 à 29.

du navire, est le principal élément de vitesse pour les bâtiments à vapeur. Il est évident que ce rapport doit croître avec la grandeur du bâtiment, puisque, le poids et la consommation de l'appareil diminuant proportionnellement à sa puissance, celle-ci peut être augmentée comparativement aux dimensions du navire. Ainsi, dans les petits bateaux à vapeur marins, armés de machines à basse pression, on n'obtient pas au delà de 4 chevaux par mètre carré de la surface immergée du maître-couple; pour les bâtiments à vapeur de 50 à 220 chevaux, le nombre de chevaux par mètre carré varie de 6 à 8, et pour les paquebots très fins et très allongés, tels que le *Phocéen*, ce nombre dépasse souvent 10 chevaux. Et en conséquence le calcul, d'accord avec l'observation, prouve qu'avec les systèmes de navires et de machines le plus perfectionnés jusqu'à ce jour, les plus belles vitesses que puissent atteindre les bâtiments à vapeur destinés à la navigation maritime, en employant la seule action des machines et en temps calme, sont de 6 à 7 nœuds pour ceux de la force de 5 à 20 chevaux, 7 à 8 nœuds pour 20 à 50 chevaux, 8 à 9 nœuds pour 50 à 100 chevaux, 9 à 10 nœuds pour 100 à 200 chevaux, et par extension 10 à 11 nœuds pour 200 à 400 chevaux, 11 à 12 nœuds pour 400 à 500 chevaux, etc. Dans les bateaux à vapeur naviguant sur les rivières, dont la construction du navire et des machines est beaucoup plus légère que dans les bâtiments destinés à la mer, la force du moteur est aussi proportionnellement plus grande. Les bateaux américains des rivières de l'est, par exemple, qui sont mus par des machines à moyenne pression (3 atmosphères) et à condensation, atteignent une vitesse de 13 à 14 nœuds (15 à 16 milles anglais) pour une force motrice correspondante de 400 à 500 chevaux.

Voyez note II*, art. 2, p. 150 à 153.

Conditions du programme pour les projets de paquebots à vapeur construits par la marine militaire.

Exposant de charge sur le pied de guerre.

Artillerie, munitions et recharges.	96
Équipage de 260 hommes avec leurs effets, à 100 kil. par homme.	26
Vivres pour cinq mois, à 260 hommes.	87½
Eau pour deux mois, à 1½ kil. par homme et par jour, avec les caisses.	27½
Table du capitaine et de l'état-major.	8
Machines, les chaudières étant remplies d'eau.	450
Charbon de terre pour 20 jours.	750
Poids présumé de la coque, de la mâture, des agrès, appareils, embarcations et objets d'armement de toute espèce.	1175
Total du déplacement.	2720

Exposant de charge sur le pied de paix.

Équipage de 97 hommes avec leurs effets.	10
Passagers, 130 à 150 kilog. par personne.	20
Vivres et eau pour 40 jours, à 227 hommes,	40
Marchandises en fret.	200
Machines, les chaudières remplies.	450
Charbon de terre.	750
Coque et armement complet (un peu moindre que sur le pied de guerre).	1250
Total égal au précédent.	2720

Le déplacement du bâtiment projeté devra être au moins de 2720 tonnes, et au plus de 2740 tonnes.

La surface plongée du maître-couple comprise entre la ligne de flottaison en charge et le trait inférieur de la râblure de la quille ne devra pas dépasser 52 mètres carrés.

Les dimensions du bâtiment seront renfermées dans les limites ci-après :

	Mètres. 69. à 71
Longueur de râblure en râblure, à la ligne d'eau en charge.	
Largeur au maître, en dehors des membres.	12.20 à 12.40
Creux sur quille à la ligne droite des baux du pont.	6.05 à 6.15
Hauteur sur quille de la ligne de flottaison en charge.	4.90 à 5.00
Hauteur de la quille.	0.35
Hauteur de la ligne des seuillets au dessus de celle du pont.	0.70
Tirant d'eau en charge, sans différence.	5.25 à 5.35
Hauteur de batterie, à ce tirant d'eau, mesurée au milieu.	1.85
De la ligne du pont à celle des gaillards.	2.15
De la ligne du pont à celle du faux-pont.	2.15
De la ligne des gaillards à celle de la dunette.	2.00
Rayon des roues en dehors des aubes, environ.	4.40
Partie immergée du rayon des roues au maximum de charge.	1.60

Bases sur lesquelles nous avons établi notre projet.

Les trois dimensions principales du bâtiment, le déplacement de sa carène et la surface immergée de son maître-couple, étant donnés entre des limites très rapprochées, il n'est guère possible de s'écarter sensiblement des formes adoptées dans le tracé du navire qui a dû servir à fixer ces limites; et il est évident que la carène la plus fine ou la mieux taillée pour diviser le fluide sera, celle qui correspondra au maximum des trois dimensions principales, au maximum de la surface immergée du maître-couple et au minimum de déplacement. La résistance opposée au mouvement de la carène est proportionnelle à la plus grande section transversale immergée; pour des navires semblables de formes; mais on conçoit qu'avec un déplacement donné, on peut,

en augmentant la surface du maître-couple, rendre les extrémités de la carène plus fines, ou diminuer l'angle d'incidence du fluide, et, par suite, la résistance au sillage. On sait, d'ailleurs, qu'en général on préfère renfler le milieu des bâtiments à vapeur, pour faciliter la pose du mécanisme et donner autant que possible à cette partie un déplacement correspondant au poids de l'appareil et du charbon.

Nous avons donc adopté les proportions suivantes :

Longueur en dehors des bordages de la carène, à la ligne d'eau en charge.	m 71
Largeur au maître, en dehors des membrures.	12.40
Largeur en dehors des bordages de la carène, à la ligne d'eau en charge.	12.65
Ceux sur quille à la ligne droite des baux du pont de la batterie.	6.15
Hauteur sur quille de la ligne de flottaison en charge.	5.00
Hauteur de la quille.	0.35
Râblure de la quille ou épaisseur du bordage de poiat.	0.10
Tirant d'eau en charge, sans différence, pris sous quille.	3.35
Profondeur de carène correspondante, mesurée entre la ligne de flottaison en charge et le trait inférieur de la râblure de la quille.	5.10
Minimum du déplacement total de la carène.	2730.000
Maximum de la section transversale d'id.	m ² 52.000

Les hauteurs des seuils, des entreponts, etc., comme dans le programme.

Le rapport du volume de la carène au parallélépipède circonscrit

$$\frac{2730}{71 \times 12.65 \times 5.1 \times 1.036} = 0.5787$$

et le rapport de la surface immergée du maître-couple au parallélogramme circonscrit

$$\frac{52}{12.65 \times 5.1} = 0.806$$

qui résultent de ces données, sont à peu de chose près les mêmes que pour la

Medea; et, comme ce bâtiment est de tous les steamers de l'amitié anglaise celui qui jusqu'ici a obtenu le plus de succès, nous n'avons cru mieux faire que de nous rapprocher le plus possible des formes de sa carène, dans le tracé de notre plan pour un bâtiment à vapeur de 450 chevaux devant être propre à la fois au service de paquebot et au service de la marine militaire, et pouvant dans ce dernier cas tirer le parti le plus avantageux du secours des voiles (2).

Echantillons des bois, et poids présumé de la coque.

D'après le programme, le poids présumé de la coque, de la mâture, des agrès, apparaux, embarcations et objets d'armement de toute espèce, est de 1,275 tonneaux, sur le pied de guerre. La distance entre deux couples de levée consécutifs, avec deux remplissages simples dans chaque intervalle, doit être de 1^m.60 à 1^m.66, et l'épaisseur moyenne des membres sur le droit, de 28 à 30 centimètres. Nous avons adopté pour distance entre les gabarings des couples de levée 1^m.65; ce qui permettra de faire correspondre chaque grand bau porte-roues à un de ces couples. Nous avons pris aussi 28 centimètres pour largeur moyenne de la membrure sur le droit. Cette largeur est 1 $\frac{1}{2}$ fois celle que nous avons précédemment fixée pour un projet de bâtiment à vapeur de 180 chevaux; et, calculant suivant la même proportion tous les autres échantillons de la charpente de notre projet de 450 chevaux, ceux-ci seront à très peu près les mêmes que les échantillons des frégates à voiles de deuxième rang, ou de 50 bouches à feu. D'après des données assez certaines, nous avons évalué à 433 tonneaux le poids de la coque, de la mâture, des agrès, apparaux et rechanges des divers services d'un bâtiment de 180 chevaux. Nous en déduirons le poids correspondant au projet de 450, en multipliant 433 tonneaux par le produit des rapports, entre ces deux bâtiments, des épaisseurs et largeurs des membres, des pleins bois aux mailles et des creux sur quille au pont supérieur.

(2) Les formes que nous avons obtenues ainsi, pour la carène du bâtiment projeté, ont beaucoup d'analogie (le maître-couple excepté) avec les formes de la carène des frégates à voiles de 50 bouches à feu exécutées sur les plans de notre habile ingénieur M. Barrallier. C'est le système le plus favorable à la vitesse et à la stabilité, suivi dans les constructions suédoises et danoises ou de Chapman, qui a prévalu en Angleterre, mais exagéré par M. Symonds.

La longueur à la flottaison du bâtiment de 480 chevaux était de 50 mètres, la distance entre les couples de levée de 1^m.37, et le creux sur quille au pont supérieur de 5^m.89. Les dimensions correspondantes du projet de 450 chevaux sont 71 mètres, 1^m.65 et 8^m.30. On aura donc :

Rapport des largeurs des membres sur le droit : : 1 : 1.333.
 Id. des épaisseurs id. sur le tour : : 1 : 1.333.

Nombre des couples de levée du 450 = $\frac{71^m}{1^m.65} = 43.0303$.

Même nombre pour le 180 = $\frac{50^m}{1^m.37} = 36.4963$.

Rapport des pleins bois aux mailles : : 1 : $\frac{43.0303}{36.4963}$: : 1 : 1.179.

Id. des creux sur quille au pont supérieur : : 1 : $\frac{8.30}{5.89}$: : 1 : 1.409.

Multipliant 433 tonneaux par le produit de ces quatre rapports, nous avons $433 \times 1.333 \times 1.333 \times 1.179 \times 1.409 = 1277^m.482^m$, quantité égale, à 2 ou 3 tonneaux près, à celle fixée par le programme. Ainsi donc il y a lieu d'espérer qu'en suivant, pour la charpente des bâtiments de 450 chevaux, le tableau des échantillons que nous joignons à notre projet, on aura une construction aussi solide que celle des frégates de deuxième rang, et qu'on ne dépassera pas le poids attribué à la coque, à l'égard duquel il arrive très souvent que le résultat dément les prévisions du calcul, ou qu'après l'armement le navire se trouve plus immergé qu'on ne l'avait primitivement supposé.

*Emplacement des machines, position de l'axe des roues à aubes
et proportions de ces roues.*

Ces dimensions ne peuvent être arrêtées que par le fabricant des machines, de concert avec le constructeur du navire. Nous nous sommes guidé sur le plan d'ensemble pour la pose de l'appareil de 450 chevaux que M. Fawcett doit fournir à la marine royale. La longueur totale de l'emplacement de cet appareil est de 25 mètres. Les positions relatives des cylindres et des chaudières sont les mêmes que dans le *Sphinx* ou le *Vélocé*, et, comme dans ceux-ci, le centre de gravité de l'appareil complet avec les chaudières remplies se trouve un peu en avant de la façade des chaudières. Ce centre de gravité étant placé sur la même verticale que le centre de figure de la carène, il en résulte que l'axe

des roues correspond au gabariage du maître-couple du navire, lequel est lui-même à 3^m.55 en avant du milieu de la flottaison en charge. De cette manière, il sera facile de disposer les poids qui composent le chargement à l'avant et à l'arrière de l'appareil pour que le bâtiment navigue avec les lignes d'eau les plus favorables à la marche, qui, comparativement à la *Medea*, doivent correspondre à une différence de tirant d'eau de 27 centimètres sur l'arrière.

La hauteur de l'axe des roues au dessus de la flottaison, dépend du diamètre de ces roues et de la largeur ou hauteur des aubes, dimensions qui doivent être déduites elles-mêmes de la vitesse présumée du navire et de la vitesse correspondante des pistons des machines, ou du nombre de tours de roues par minute. Les fabricants de machines marines n'adoptent pas tous la même vitesse de régime des pistons, proportionnellement à leur course. Ainsi M. Fawcett n'assigne que 245 pieds anglais de vitesse, ou 17 $\frac{1}{2}$ coups par minute aux pistons de ses machines de 450 chevaux, qui ont 7 pieds de course, et par suite ses diamètres de cylindre sont plus grands; tandis que M. Maudslay et la plupart des autres fabricants adoptent, pour les machines ayant la même course, la vitesse de 250 pieds ou de 17.86 coups par minute. Si, partant de cette dernière donnée, que divers motifs nous font considérer comme plus avantageuse, nous prenons pour le coefficient S du diamètre des roues au bord extérieur des aubes la valeur $S=28$, qui est la moyenne que nous avons déduite de la comparaison des bâtiments à vapeur de guerre de 160 à 220 chevaux insérés dans notre atlas du Génie maritime, nous aurons le diamètre extérieur des roues, où $D = \frac{SV}{n} = \frac{28 \times 5^m.6684}{17.86} = 8^m.87$, en donnant à V ou à la vitesse normale du sillage la valeur 11 nœuds par heure $= 3^m.6584$ par seconde, calculée dans l'art. suivant.

Le diamètre au bord intérieur des aubes est déterminé par la considération que la vitesse de ce bord intérieur doit dépasser de 1 $\frac{1}{2}$ nœud la vitesse normale du navire, ou doit être égale à 12 $\frac{1}{2}$ nœuds par heure $= 6^m.43$ par seconde; et nous aurons

$$\frac{\pi D' n}{60} = \frac{3.1416 \times D' \times 17.86}{60} = \frac{D' \times 17.86}{19.09} = 6^m.43,$$

d'où

$$D' = \frac{19.09 \times 6^m.43}{17.86} = 6^m.87.$$

La hauteur h de l'aube sera donc égale à $\frac{D-D'}{2} = 1^m.$; et si, conformément

ment au programme, la hauteur de l'axe des roues au dessus de la flottaison est telle que la partie immergée du rayon des roues au maximum de charge soit de 1^m.60, l'immersion du bord supérieur de l'aube la plus basse ne sera que de 12 centimètres, à moitié de la charge en combustible où à la flottaison normale pour le meilleur règlement des roues; cette flottaison se trouvant à 48 centimètres au dessous de la flottaison en charge, ainsi qu'on le verra dans l'article suivant.

Dans les bâtiments à vapeur de guerre de 160 à 220 chevaux, le rapport de la surface d'une aube à la surface immergée du maitre-couple correspondant à la flottaison normale est égal à 13.772. l représentant la longueur de l'aube, et B^1 ou la surface immergée du maitre-couple étant égale à 45^m.892 (voyez l'article suivant), on a

$$lh = \frac{45^{\text{m}}.892}{13.772} = 3^{\text{m}}.33, \text{ d'où } l = \frac{3^{\text{m}}.33}{h} = \frac{3^{\text{m}}.33}{1} = 3^{\text{m}}.33.$$

Pour que les aubes ne puissent se nuire entre elles par leur rapprochement, leurs bords intérieurs sont habituellement séparés par un intervalle de 90 centimètres (3 pieds anglais). La circonférence $\pi D' = 3.1416 \times 6^{\text{m}}.87 = 21^{\text{m}}.583$, divisée par 0^m.90, donne donc 24 pour le nombre d'aubes.

Nous n'indiquons ici ces dimensions, que pour montrer comment on peut à cet égard satisfaire aux conditions du programme; mais elles doivent être définitivement arrêtées, par le constructeur des machines après avoir pris connaissance du plan du navire.

*Vitesse normale dans les circonstances favorables et vitesse moyenne
de tous les temps.*

Si nous appliquons maintenant à notre projet les mêmes calculs qu'aux bâtiments construits en Angleterre pour les voyages transatlantiques, nous aurons :

	Bâtiment projeté de 420 chevaux.
Charge complète en combustible.	750 ^h .000 ^{kil.}
Tirant d'eau sous quille correspondant.	5 ^m .35
Charge moyenne en combustible.	375 ^h .000 ^{kil.}
Déplacement pour 1 centimètre d'immersion de la tranche comprise entre la charge complète et la charge moyenne.	7.829
Épaisseur de cette tranche.	0 ^m .480
Tirant d'eau correspondant à la charge moyenne, ou tirant d'eau normal.	4.870
Profondeur de carène à ce tirant d'eau.	4.620
B ² ou surface immergée du maître-couple à la flottaison normale.	45 ^m .892
F B ² ou nombre de chevaux par mètre carré de cette surface.	9 ^h .8056
$V = \sqrt{\frac{F}{KB^2}} = \sqrt{\frac{450}{0.007 \times 45.892}}$, ou vitesse normale en temps calme.	11 ^m .186
$\left(\frac{2}{3} + \frac{1}{30}\right) V$ ou vitesse moyenne de tous les temps.	7 .830
$\frac{3000}{\left(\frac{2}{3} + \frac{1}{30}\right) V}$ ou temps moyen employé pour parcourir la distance de 3.000 milles nautiques.	383 ^h . 14 ou 15. 23 ^h . 8.

Ainsi le bâtiment projeté emploierait environ 16 jours pour parcourir 3,000 milles nautiques, tandis que le *Great-Western* ne met que 14 $\frac{1}{2}$ jours pour la même traversée. Mais il est évident que, notre bâtiment étant destiné à porter de l'artillerie, et à avoir une charpente plus solide et par conséquent plus lourde que celle du *Great-Western*, ses proportions et son tonnage ont dû être

au moins égaux à ceux de la *British-Queen* de 500 chevaux, ou du *President* de 540 chevaux. Il peut prendre autant de charbon que ceux-ci, ou avoir un approvisionnement pour 24 à 25 jours de navigation, à raison de 2^e.82 par cheval et par heure; et, en admettant que le maximum de vitesse pour accomplir la traversée soit d'une considération secondaire, ce bâtiment sera capable de franchir, sous vapeur et indépendamment du secours des voiles, une plus longue distance que le *Great-Western*.

Si, comme telle est notre opinion (3), ce bâtiment était reconnu par la suite beaucoup trop vulnérable pour entrer en ligne comme bâtiment de guerre, et qu'on jugât inutile de le charger d'une aussi formidable artillerie, il serait alors avantageux de lui procurer la plus grande vitesse dont les bâtiments de cette force sont capables, afin de le rendre maître d'éviter le combat devant un ennemi supérieur, ou lui donner la faculté de transporter rapidement une grande quantité de troupes.

En réduisant l'artillerie à deux canons-obusiers de 80 sur affût tournant et à deux canons de 30 sur les gaillards, comme pour les bâtiments de 160 à 200 chevaux, le poids de cet armement serait de 30 tonneaux au lieu de 96. Le bâtiment, ne prenant que 7 à 8 jours de charbon ou 250 tonneaux, au lieu de 750, n'en aurait par conséquent que 125 à moyenne charge.

L'exposant de charge deviendrait :

Artillerie, munitions, etc.	30 ^{ton.}
Equipage de 200 hommes.	20
Vivres et eau pour 40 jours.	35
Table du capitaine et de l'état-major.	8
Machines, les chaudières remplies d'eau.	450
Charbon pour 7 à 8 jours.	250
Coque, mâture, agrès, etc.	1260
Total du déplacement en charge.	2053 ^{ton.}

(3) Nous avons déjà eu l'occasion de manifester ailleurs cette opinion. Le rôle de la vapeur comme moteur principal sur les bâtiments de guerre nous paraît devoir

Le déplacement à charge moyenne en combustible ne serait plus que de 1928 tonnes, le tirant d'eau 4^m.31, la profondeur de carène 4^m.06, la surface immergée du maître-couple 38^m.827 et la vitesse normale en eau calme s'élèverait à 11.83 nœuds, un peu moins que celle du *Great-Western*.

La diminution d'immersion du navire pour le tirant d'eau normal étant égale à 56 centimètres, le rayon des roues devrait être augmenté de 44 centimètres si l'on voulait qu'à charge moyenne le bord supérieur de l'aube la plus basse fût à fleur de la flottaison. Le diamètre des roues devrait donc être égal à 8^m.87 + 0^m.88 = 9^m.75 (32 pieds anglais). Ce serait aussi celui qui conviendrait à la nouvelle vitesse du navire, d'après la formule $D = \frac{SV}{n}$ pour que la machine conservât sa vitesse de régime. Peut-être, dans la prévision que nous venons d'indiquer, serait-il prudent de donner d'avance ce diamètre à la charpente des roues pour pouvoir au besoin écarter les aubes du centre, ou du moins d'espacer les grands baux et construire les tambours de manière à n'avoir qu'à allonger les rayons en fer portant les aubes.

Enfin si, dans la supposition du service spécial de paquebot, l'on faisait de la vitesse la condition principale (4), et qu'on voulût atteindre à la même que celle du *Great-Western* (12.25 nœuds), il faudrait nécessairement réduire le poids de la coque et les dimensions de la carène, ou rentrer dans les proportions de ce dernier steamer (5).

Mâture et grément.

L'action des voiles, restreinte dans les paquebots du commerce à ce qui est absolument nécessaire pour favoriser l'action de la vapeur et pour les

s'arrêter à certaines limites; on sera inévitablement amené à l'employer comme moyen secondaire ou occasionnel sur les vaisseaux de ligne. Cependant il est évident que, que steamers à steamers, les plus grands auront toujours l'avantage, soit en artillerie, soit en vitesse; et il est par conséquent de toute nécessité pour nous de suivre au moins pas à pas, dans la construction des bâtiments de cette espèce, les progrès d'une nation rivale contre laquelle nous pouvons avoir à combattre.

(4) Pour la ligne du Havre à New-York, par exemple.

(5) Les dimensions des paquebots transatlantiques ont été réduites, dans un nouveau programme arrêté le 1^{er} février 1841. Quatre bâtiments, au nombre desquels se trouve le nôtre, construits d'après les conditions du premier programme, sont

soustraire aux dangers qui résulteraient du chômage des machines, doit être un moyen beaucoup plus puissant sur nos bâtiments à vapeur, quoique employé d'une manière secondaire. Nous avons donc suivi, dans les dimensions de la voilure de notre projet, les proportions de la *Medea*, qui est encore le bâtiment qui a obtenu le plus de succès dans ce genre.

destinés à recevoir des machines de 540 chevaux. Avec cette force motrice notre bâtiment réalisera une vitesse normale de

$$V = \sqrt{\frac{540}{0.007 \times 45.892}} = 11.89,$$

et une vitesse moyenne de

$$\left(\frac{2}{3} + \frac{1}{30}\right) V = 8.323,$$

et il emploierait 360 heures ou 15 jours à parcourir la distance de 3,000 milles nautiques.

AVANT-PROJET D'APPAREIL A VAPEUR DE LA FORCE NOMINALE DE 450 CHEVAUX POUR
UN PAQUEBOT TRANSATLANTIQUE, CONFORMÉMENT AU PROGRAMME ARRÊTÉ PAR
M. L'INSPECTEUR GÉNÉRAL DU GÉNIE MARITIME. (Toulon, 25 août 1840.)

Dimensions principales constituant la force réelle de l'appareil.

Les conditions du programme sont les suivantes :

- » Les deux machines composant l'appareil seront de 225 chevaux chacune,
- » en mesurant la force suivant la formule généralement adoptée tant en
- » France qu'en Angleterre. Elles seront à basse pression, à double effet, à
- » balancier, et permettront l'emploi de la vapeur à détente variable à vo-
- » lonté.
- » La vitesse du piston au maximum d'effet étant calculée à raison de 73
- » mètres par minute (240 pieds anglais), la course du piston sera de 2^m.10 à
- » 2^m.30, et son diamètre de 1^m.90 au moins.
- » Les chaudières devront fournir assez de vapeur pour satisfaire à la con-
- » dition ci-dessus, et comporter en outre les perfectionnements les plus ré-
- » cents. »

La formule de Watt adoptée en Angleterre pour mesurer la force des ma-
chines à basse pression est

$$F = \frac{5^{100} \cdot 4978 \times d^2 \times N}{33,000^{100 \text{ pieds}}},$$

dans laquelle *d* désigne le diamètre du piston exprimé en pouces anglais, et
N le nombre de pieds parcourus par ce piston dans une minute.

D'après cette formule, les machines du *Great-Western*, dont les pistons
ont 73 pouces de diamètre et 7 pieds de course, devraient avoir une vitesse
de régime de 253 à 254 pieds par minute, ou battre au moins dix-huit coups
de piston pour réaliser ensemble la force nominale de 450 chevaux. Les ma-
chines de la *British-Queen*, dont les pistons ont 77 $\frac{1}{2}$ pouces de diamètre et 7
pieds de course, devraient avoir une vitesse de régime de 250 pieds pour la
force nominale de 500 chevaux. Si ces deux appareils n'atteignent pas, comme

on l'assure, leur force nominale, il faut en conclure que leurs chaudières ne fournissent pas assez de vapeur, ou que les machines, par suite d'une trop grande résistance du navire, ne peuvent prendre la vitesse de régime sur laquelle les constructeurs avaient compté.

Les machines de 450 chevaux construites par M. Fawcett pour le compte de la marine française, dont les pistons auront 76 pouces de diamètre et 7 pieds de course, devront avoir aussi en même temps une vitesse de régime de 243 pieds (74^m.6735) ou battre 17 $\frac{1}{2}$ coups de piston par minute. A ce régime, les chaudières fournissant assez de vapeur, l'appareil réalisera donc une force de 471 $\frac{1}{2}$ chevaux.

Il est d'un bon usage, chez les fabricants de machines à vapeur qui remplissent consciencieusement les conditions de leurs traités, de donner au delà de la force nominale, ou de tenir plus qu'ils ne promettent; c'est-à-dire de calculer les proportions de leurs appareils de manière à ce que, les chaudières perdant en vieillissant de leur puissance évaporatoire, ou les machines, par diverses causes, ne pouvant soutenir le maximum de vitesse, ces appareils soient encore susceptibles de réaliser la force promise.

Si nous dressons une échelle des dimensions principales des machines marines de différente force, en proportionnant les vitesses de régime aux longueurs de course des pistons, d'après l'échelle de Watt, comparée aux dimensions adoptées par les plus habiles fabricants de ces machines, nous trouvons que 250 pieds ou 76 mètres par minute est la vitesse qui conviendrait à une course de 7 pieds ou 2^m.13. Et remarquons qu'il y a avantage à donner aux machines marines le maximum possible de la vitesse de régime, ou du nombre de tours de roues par minute: ces roues font volant à l'appareil, qui en devient moins lourd dans ses mouvements. Les constructeurs américains adoptent une vitesse de plus de 500 pieds ou 26 tours de roues par minute pour une course de piston de 10 pieds.

Nous adopterons donc les données suivantes, comprises entre les limites des conditions du programme :

	Mètres.
Diamètre du piston d'une machine de la force nominale de 225 chevaux.	1.91
Longueur de la course du piston.	2.13
Vitesse du piston par minute, au régime qui produit la force nominale.	73.00
Nombre de coups de piston ou de tours de roues correspondant.	17.136
Vitesse du piston, au régime pour lequel la puissance évaporatoire de la chaudière doit être calculée.	76.00
Nombre de coups de piston ou de tours de roues correspondant.	17.84

La formule de Wait, traduite en mesures françaises, devient

$$F = \frac{0^{th}.88125 \times d^2 \times N}{6500^{th}}$$

dans laquelle d désigne le diamètre du piston exprimé en centimètres, et N le nombre de mètres parcourus par ce piston dans une minute.

D'après cette formule, à la vitesse de 73 mètres par minute, la machine sera de la force de 225.62 chevaux, et à la vitesse de 76 mètres elle atteindra 234.897 chevaux.

Système de construction du mécanisme.

Les tentatives faites jusqu'à présent pour améliorer le genre de structure des machines à vapeur, marines n'ont pas été couronnées du succès, ou l'on n'est parvenu qu'à des résultats fort incertains. Nous pensons qu'on fera très bien de s'en tenir encore aux machines à balancier, dont les avantages sont constatés par une longue pratique, et que les meilleurs constructeurs, tels que MM. Maudslay, Fawcett et Miller, ont amenées au plus haut degré de perfection. Nous devons même nous garder d'imiter le changement apporté récemment au mode de tenue de la charpente des bâtis, dans l'appareil du *Great-Western*, par M. Maudslay, et dans celui du *Vélocé*, par M. Fawcett. Les châssis ayant été isolés de la bache au dessus du condenseur, et n'étant plus consolidés sur cette large base, il en est résulté que les colonnes des bâtis du premier de ces deux appareils et les équerres sur les cylindres du second n'ont pu résister aux réactions que leur ont fait éprouver les secousses auxquelles sont exposés fréquemment les arbres des roues.

Le système de construction des appareils de M. Maudslay est, suivant nous, celui qui réunit à la fois les meilleures conditions de solidité, de légèreté et d'économie dans l'emploi de la force motrice, et le plus grand nombre de perfectionnements dans les détails du mécanisme. C'est ce système que nous proposons de prendre pour modèle. Pendant long-temps M. Maudslay a été le constructeur privilégié de l'amirauté anglaise. Dans ces dernières années, la nouveauté des machines sans balancier, ou du genre de celles de la *Gorgone*, lui a fait préférer M. Seaward; mais cette préférence ne nous paraît pas suffisamment motivée ni justifiée par le succès (1). Le type *Gorgone*, soit dit en

(1) Dans divers articles publiés récemment (1842) dans les journaux scientifiques de la Grande-Bretagne, les mécaniciens de cette nation réclament vivement contre la préférence accordée par l'amirauté à M. Seaward, en faveur du type *Gorgone*. Ce

passant, n'a rien de bien nouveau pour nous; il a une grande analogie avec les dispositions d'ensemble que feu M. Gengembre a données à ses machines du *Vautour*, et au moyen desquelles il est également parvenu à réduire sensiblement l'espace occupé par le mécanisme, non sans perte, sous d'autres rapports, de quelque avantages fort importants.

Les fabricants anglais ont adopté récemment l'usage d'une *expansion variable* pour les appareils à vapeur marins; mais il ne paraît pas qu'ils se soient livrés préalablement à des expériences sérieuses sur les avantages particuliers que son application peut procurer aux machines à basse pression, selon les circonstances de la navigation, et l'on sait que ces expériences ne peuvent jamais être faites avec assez d'exactitude à la mer. (Voyez plus loin la note de M. Labrousse.) L'expansion a deux genres d'emploi bien distincts: le principal, qui, dans un appareil de dimensions déterminées, produit le maximum d'effet utile du moteur pour une quantité de combustible, est indispensable pour régulariser le jeu du mécanisme en évitant les chocs ou résistances nuisibles qui consomment en pure perte une portion de la force motrice, et, dans ce but, le degré d'expansion, comparé à l'étendue de la course du piston, doit être proportionné à la tension habituelle de la vapeur introduite dans le cylindre et combiné avec l'avance à la condensation; mais, si l'on fait usage de l'expansion variable sur un appareil à vapeur marin dont les tiroirs de distribution sont réglés d'après ces principes, ce ne peut être que pour diminuer la force de l'appareil en réduisant la quantité de vapeur admise. Nous ne voyons qu'un seul cas où il puisse y avoir avantage à en agir

système de machines à action directe n'a pas même le mérite de la priorité; on cite les machines du *Tourist* par M. Gutzmer de Leith, en 1822, comme étant absolument identiques à celles de la *Gorgon*, du *Cyclops*, etc. On démontre aussi qu'un appareil ordinaire à balancier de même force n'occuperait guère plus d'espace que celui de la *Gorgon*, savoir de 3 pouces de plus en longueur et 8 pouces de plus en largeur. Puisqu'on se prive des précieux avantages des machines à balancier, il faudrait au moins que ce sacrifice fût compensé par une très grande réduction de l'espace occupé par le mécanisme. C'est ce que s'est proposé M. Miller dans ses nouvelles machines à action directe qu'il construit pour le gouvernement britannique et pour le gouvernement français. Pour une force de plus de 300 chevaux, ces machines n'occupent que 8 pieds anglais sur la longueur du navire et 18 pieds sur la largeur; tandis que celles de la *Gorgon* ont 20 pieds 6 pouces en longueur et à peu près 18 pieds en largeur.

ainsi : celui où, voulant rendre le bâtiment capable de parcourir une plus longue distance, on cherche à ménager l'approvisionnement de combustible en réduisant la force motrice ou la vitesse de sillage ; mais, dans ce cas, la réduction de la force de la machine s'opère avec toute facilité par la manœuvre des modérateurs ou registres d'admission de vapeur et en diminuant la tension de cette vapeur sans avoir besoin de recourir à un mécanisme plus compliqué. Dans toutes les autres circonstances un appareil à vapeur marin doit pouvoir développer la plus grande force dont il est capable.

L'emploi de l'expansion variable n'a dû être adopté par les constructeurs anglais que sur l'autorité du passage suivant du mémoire de M. Barlow (nouvelle édition anglaise de Tredgold), relatif à ses *Expériences pour déterminer le rapport de la vitesse à la puissance d'un bâtiment à vapeur*. « On » pourra opérer cette réduction (celle de la puissance de la machine) de différentes manières, soit en diminuant la pression, comme je l'ai pratiqué, soit en faisant agir la vapeur avec plus d'expansion. La question du meilleur mode à employer doit être résolue par les mécaniciens. » Tout ce que j'ai eu l'intention de montrer par ces expériences, c'est que les questions d'aller *le plus vite* et d'aller *le plus loin* sont différentes. » Et ailleurs on lit aussi : « Cette économie, dans l'état actuel des machines, » ne pourra peut-être s'obtenir avec plus d'efficacité que par le mode adopté par M. Barlow dans ses expériences sur le *Lightning* ; savoir, en employant de la vapeur à une pression très peu au dessus de l'atmosphère ; ce qui, de beau temps, quand la machine peut donner à peu près son nombre réglé de tours de roues, produira une très petite diminution de vitesse ; et, dans les circonstances où quelque augmentation de puissance pourra être nécessaire pour la sûreté et la manœuvre du navire, on obtiendra immédiatement cet effet par l'addition d'un poids sur la soupape de sûreté. » Cette dernière observation complète, comme on voit, les moyens que les capitaines ou les mécaniciens peuvent avoir à leur disposition pour diminuer ou augmenter la puissance effective des machines, selon les circonstances de la navigation.

Malgré le peu d'utilité que nous sommes porté à attribuer à l'expansion variable à volonté sur les machines marines à basse pression, dans l'état actuel de leur construction, nous pourrions en faire l'application à notre projet d'appareil de 450 chevaux. M. Fawcett et plusieurs mécaniciens obtiennent cette expansion variable au moyen d'un second tiroir (le tiroir principal, du moins on doit le supposer, restant toujours réglé au maximum d'effet utile de l'ex-

pansion) mû par un *cameron* ou cylindre à cames excentriques fixé à l'arbre des roues. Nous préférons un autre moyen plus simple que nous avons observé sur un appareil de M. Miller, et qui consiste en un registre ou valve tournante placée sur le tuyau de vapeur pour interrompre l'admission de celle-ci dans la boîte à tiroir ordinaire, à l'aide d'un ressort à boudin sollicité par des cames fixées à l'arbre des roues.

Tracé de l'ensemble du mécanisme.

Si nous adoptons pour modèle les machines à balancier de MM. Maudslay et Field, celles de la force de 160 chevaux, par exemple, dont nous avons relevé les plans détaillés, il suffira, pour tracer l'ensemble du mécanisme d'un appareil de 450 chevaux, de dresser deux échelles de proportions, l'une dans le rapport des diamètres de cylindre de ces deux appareils pour les diamètres des sections horizontales à base circulaire ou les côtés des sections à base rectangulaire, et l'autre dans le rapport des courses de piston, pour les hauteurs des principaux organes ou les longueurs de la plupart des pièces de transmission de mouvement.

En opérant de la sorte, on sera sûr que les volumes des condenseurs, les quantités d'eau extraites par les pompes à air, ou fournies par les pompes alimentaires (celles-ci, suivant l'usage habituel des constructeurs, fournissant au moins le double de l'eau nécessaire à la consommation des machines), etc., auront les proportions les plus convenables que la pratique a fait reconnaître, et que les mouvements des bielles, balanciers, parallélogramme, tiroirs, etc., seront parfaitement réglés.

Il ne s'agit plus, pour faciliter l'exécution des grandes pièces en fonte des bâtis, que de les diviser par des joints suivant la distribution la plus favorable à la solidité de la charpente.

Echantillons ou épaisseurs de métal des diverses pièces du mécanisme, et poids présumé de l'appareil moteur.

Les organes principaux et les autres pièces qui composent le mécanisme d'un appareil à vapeur marin sont soumis à différents efforts de pression, de traction, de flexion, de torsion, dont la valeur dépend de la force développée par le moteur. Les formules déduites de la théorie de la résistance des matériaux, à l'aide desquelles on pourrait calculer, *a priori*, les dimensions des principales parties des machines, renferment des coefficients numériques re-

latifs à la résistance à la rupture suivant la destination de chaque pièce, et qui ne peuvent être déterminés que par l'expérience. La comparaison de ces dimensions avec celles adoptées par les plus habiles ingénieurs, dans des constructions du même genre qui réunissent à la fois la solidité et la légèreté, est le meilleur guide qu'on puisse suivre.

Nous prendrons donc pour bases les dimensions des pièces de l'appareil de 160 Maudslay, dont nous possédons les devis détaillés, et qui n'ont été arrêtées par ce constructeur que sur un grand nombre d'essais et l'application spéciale des règles de Watt aux machines destinées à la navigation.

Les pièces soumises à des efforts de pression intérieure, telles que cylindres et enveloppes de vapeur, auront leurs épaisseurs de métal proportionnelles aux diamètres de cylindres à vapeur.

Les pièces ayant à supporter des efforts de compression ou de traction longitudinale, telles que tiges, bielles, bâtis, etc., auront leurs sections proportionnelles à ces efforts, ou leurs épaisseurs suivront également le rapport des diamètres des cylindres.

Les pièces soumises à des efforts de flexion ou de torsion, telles que arbres de couche, balanciers, traverses de tiges, etc., auront, pour les arbres de couche, leurs épaisseurs de métal ou diamètres proportionnels aux racines cubiques des forces motrices divisées par les nombres de tours de roues correspondants, ou, ce qui revient au même, proportionnels aux racines cubiques des carrés des diamètres de cylindre multipliés par les courses de piston correspondantes; pour les balanciers, traverses, etc., leurs hauteurs ou largeurs seront proportionnelles aux courses de piston, et leurs épaisseurs proportionnelles aux diamètres de cylindre.

Ainsi, d'après les formules pratiques de la résistance des matériaux de MM. Robertson Buchanan, Navier, Poncelet, etc., la comparaison des machines de 160 Maudslay aux machines projetées de 450 chevaux de force nominale et de 470 chevaux au maximum de force réelle, donnerait les rapports suivants, par lesquels il faudrait multiplier les échantillons des diverses pièces du premier de ces deux appareils pour en conclure les échantillons du second.

Rapport des diamètres des cylindres à vapeur

$$= \frac{1.91}{1.32} = 1.565$$

Pour épaisseurs des cylindres, diamètres des tiges, bielles et boulons, épaisseur des bâtis, et épaisseurs des balanciers, traverses, etc.

$$\text{Rapport des courses des pistons} = \frac{2.15}{1.57} = 1.555 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Pour hauteurs ou} \\ \text{largeurs des ba-} \\ \text{lanciers, traver-} \\ \text{ses, etc.} \end{array} \right.$$

$$\text{Rapport des racines cubiques des car-} = \sqrt[3]{\frac{(1.9112 \times 2.15)}{(1.32)^2 \times 1.57}} = \sqrt[3]{\frac{4.009}{2.00}} = 1.505 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Pour diamètres des} \\ \text{arbrers de couche.} \end{array} \right.$$

En suivant ces rapports indiqués par la théorie, on arriverait évidemment à un poids d'appareil supérieur à celui assigné par le programme des paquebots transatlantiques, et qui n'est porté, dans le devis d'armement de ces paquebots, qu'à 450 tonneaux pour l'appareil complet avec l'eau dans les chaudières. En effet, les machines et chaudières de 160 chevaux Maudslay, que nous prenons pour modèle, ne pèsent qu'environ 130 tonneaux les chaudières vides, ou 160 tonneaux avec l'eau; tandis que celles de même force, système *Sphinx*, pèsent 160 tonneaux sans l'eau, ou 200 tonneaux avec l'eau dans les chaudières. En nous basant sur le poids du premier de ces deux appareils, qui serait, pour les machines seulement, de 85 tonneaux ou de $\frac{85}{1.55} = 0.53125$ tonneau par cheval, le poids des machines de l'appareil projeté de 450 chevaux serait égal à $85 \times (1.56)^3 = 85 \times 3.796 = 322.660$ tonneaux, ou à $\frac{322.660}{450} = 0.71702$ tonneau par cheval. Le poids approximatif des chaudières de notre projet serait égal à 45 tonneaux, poids des chaudières de 160 chevaux Maudslay, multipliés par le rapport des cubes (2) de ces chaudières $= 45 \times \frac{206^{m.56}}{69^{m.82}} = 103.487$ tonneaux (Voyez l'article suivant.) L'eau des chaudières étant d'environ 68 tonneaux (Voyez même article), on aurait un total de $322.660 + 103.487 + 68 = 494.147$ pour le poids de l'appareil complet de la force nominale de 450 chevaux.

(2) Nous avons supposé que les poids des tôles qui composent les chaudières suivent le rapport des cubes des dimensions linéaires, quoique ces tôles conservent la même épaisseur; parce que, les coïrsives d'eau ou de flamme conservant aussi la même largeur, le nombre des cloisons de séparation est proportionnel à la largeur des chaudières, en même temps que les surfaces de ces cloisons sont proportionnelles au produit des deux autres dimensions. D'ailleurs la majeure partie des tôles correspond aux volumes de l'eau et des conduits de chaleur, qui suivent eux-mêmes le rapport des surfaces de chauffe (voyez l'article suivant); il ne pourrait donc y avoir ici qu'une très légère erreur sur l'appréciation du poids du dôme ou des parois qui enveloppent la vapeur.

D'après les renseignements puisés dans les enquêtes parlementaires d'Angleterre, et que nous devons considérer comme authentiques, le poids de l'appareil complet et de l'eau du *Great-Western* est évalué à 480 tonnes; mais le diamètre de cylindre de cet appareil n'est que de 1^m.854 au lieu de 1^m.91 que doit avoir notre projet. D'après les mêmes renseignements, le poids de l'appareil complet et de l'eau de la *British-Queen*, de la force nominale de 500 chevaux, est de 500 tonnes. Outre que cet appareil est fabriqué par M. Napier, dont le système de construction est peut-être proportionnellement plus léger que celui de M. Maudslay pour le *Great-Western*, son diamètre de cylindre n'a que 5 à 6 centimètres de plus que celui de notre projet, et sa force est avouée inférieure à 500 chevaux.

Il est évident, d'après les formules générales de la résistance des matériaux, qu'à partir d'une certaine limite, le poids des machines augmente dans une proportion plus grande que celle de leur force, puisque le nombre de coups de piston ou de tours de roues va en diminuant; tandis que le poids des chaudières et de l'eau décroît en raison de la diminution proportionnelle de la consommation de combustible ou des surfaces de chauffe. (Voyez l'article suivant.) Le contraire a lieu au dessous de cette certaine limite pour les petites machines, parce que les pièces de celles-ci ont besoin d'avoir des épaisseurs un peu plus grandes que celles que leur attribueraient les formules générales, afin d'assurer leur stabilité dans la mise en œuvre, et de leur procurer la résistance nécessaire à des chocs occasionnels ou à des efforts indépendants du travail mécanique de l'appareil. Cette observation pourrait être invoquée dans la comparaison des pièces des machines de 160 Maudslay à celles de notre projet; et l'on pourrait, s'appuyant en même temps sur l'autorité de quelques mesures prises aux appareils des paquebots transatlantiques actuellement existants, réduire, par exemple, les épaisseurs des cloisons des bâtis et de quelques organes qu'on renforcerait par des nervures, ainsi que le diamètre de l'arbre des roues. Nous pourrions prendre pour facteur de ces épaisseurs $\sqrt[3]{\frac{470}{160}} = 1.432$, qui est le rapport des racines cubiques des forces motrices, au lieu du facteur 1.565, que la théorie indique; et alors nous pourrions espérer de réduire le poids de notre appareil; sinon à celui de 450 tonneaux pour 450 chevaux de force nominale, du moins à celui de 470 tonneaux, correspondant à la force réelle de 470 chevaux qu'aurait cet appareil.

Chaudière.

La force dont une machine à vapeur est capable dépend essentiellement de la puissance de production de son appareil évaporatoire. Les diverses parties qui composent le mécanisme ne sont que les organes destinés à développer l'action du moteur créé au moyen de la chaleur; et les dimensions de ces organes doivent être nécessairement proportionnées à la quantité de vapeur produite pendant l'unité de temps, à la tension de cette vapeur, à la vitesse avec laquelle elle doit agir, et enfin au mode d'emploi le plus convenable de sa force élastique, c'est-à-dire aux degrés d'expansion et d'avance à la condensation qui, avec une quantité de vapeur et une tension données, produisent le plus grand effet utile possible. Il doit donc exister une corrélation indispensable entre les proportions du mécanisme et les proportions de la chaudière ou la puissance motrice disponible; et la détermination précise des proportions de cette chaudière est sans contredit la partie la plus délicate d'un projet d'appareil à vapeur marin.

La puissance évaporatoire des chaudières est mesurée principalement par l'étendue des surfaces exposées à l'action de la chaleur; mais elle dépend aussi de la masse du liquide soumis à l'évaporation, et du volume des capacités qui doivent premièrement tenir *en réserve* la vapeur produite, pour la livrer ensuite en quantité suffisante et sans interruption à la consommation des machines. Pour peu qu'on s'écarte des proportions que l'expérience a indiquées, on s'expose à tomber dans les erreurs les plus graves. Nous avons dressé un tableau de ces proportions pour les chaudières de 50 à 220 chevaux (système Maudslay) dont nous avons les plans, comme seul propre à fournir une échelle exacte de toutes les dimensions des chaudières marines, comparativement à leur force nominale et à leur surface de chauffe par cheval-vapeur, surface qui est elle-même proportionnelle à la quantité de charbon par cheval et par heure que consomment ces chaudières.

Les distributions intérieures des chaudières étant réglées entre elles suivant les rapports que la pratique a démontrés les plus avantageux, il est évident, d'après la théorie confirmée par les résultats de l'expérience, que la consommation de combustible, et par conséquent les surfaces de chauffe par unité de force, suivront une progression décroissante en raison inverse des puissances nominales de ces chaudières. Si l'on avait donc une suite d'expériences

exactes déterminant les consommations de charbon des chaudières de différente force construites dans le même système, il serait facile d'en conclure une échelle des surfaces de chauffe, ainsi que des autres parties des chaudières, proportionnellement à leur puissance nominale.

D'après le mémoire de M. le lieutenant Baldock (nouvelle édition anglaise de Tredgold), la consommation de combustible des machines de 220 chevaux de la *Medea* a été évaluée moyennement à $7 \frac{1}{2}$ livres = 3.40 kilogrammes par cheval et par heure. La consommation des machines de 320 chevaux du *Sirius* ou de la *Gorgone* est de 3.25 kilogrammes, et celle des machines de 450 chevaux du *Great-Western*, 2.82 kilog. Nous porterons à 5 kilogrammes par cheval et par heure la consommation des machines de 50 chevaux. Opérant sur ces quatre bases, nous établirons par interpolation la série suivante :

Force de la chaudière.	Chevaux.	30	80	90	100	150	160	180	200	250	300	350	400	450	470	500
Consommation de charbon par cheval et par heure.	Kilogram.	5.000	4.500	4.420	4.340	4.185	4.050	3.870	3.710	3.555	3.400	3.285	3.200	3.100	2.985	2.820

En prenant pour modèle les chaudières de 160 Maudslay, dont la surface de chauffe est de 148^{m²}, ou 0^{m²}.925 par cheval, et en observant que les surfaces de chauffe par cheval doivent être proportionnelles aux consommations de combustible, nous aurons :

Force de la chaudière.	Chevaux.	30	80	90	100	150	160	180	200	250	300	350	400	450	470	500
Consommation de charbon par cheval et par heure.	Kilogram.	5.000	4.500	4.420	4.340	4.185	4.050	3.870	3.710	3.555	3.400	3.285	3.200	3.100	2.985	2.820
Surface de chauffe par cheval.	M ² carr.	1.930	1.080	1.060	1.040	1.000	0.965	0.925	0.880	0.830	0.815	0.800	0.780	0.750	0.715	0.675
Surface totale de chauffe.	Id.	60.0	86.4	95.4	104.0	150.0	155.1	168.0	182.0	208.5	228.0	244.6	264.0	285.0	305.75	336.70

Les volumes occupés par l'eau soumise à l'évaporation suivront le rapport des surfaces de chauffe, puisque les bouilleurs ou lames d'eau qui enveloppent les conduits de chaleur doivent avoir pour épaisseur constante celle que l'expérience a fait reconnaître la plus propice à la transmission du calorique dans la masse liquide.

Les volumes des cendriers, foyers et conduits de chaleur, suivront le même rapport que les volumes occupés par l'eau.

Les volumes des capacités qui tiennent en réserve la vapeur, y compris les

coffres, seront proportionnels aux forces nominales des chaudières ou aux quantités de vapeur consommée par les machines; c'est-à-dire que l'unité de volume par cheval sera constant et égal à 0^m.140625, unité que nous adopterons pour la chaudière de 160 Maudslay, qui, sous ce rapport seulement, nous a paru présenter quelque imperfection.

Les dimensions principales de la chaudière de 160 Maudslay, prise pour modèle, sont :

Longueur totale hors tôle, de l'avant à l'arrière.	6.65.	
Largeur.	5.05	
Hauteur maximum, non compris le coffre.	2.88 (au lieu de 2 ^m .68)	
Coffre à vapeur, {	Longueur.	1.90
	Largeur.	1.83
	Hauteur.	1.22

Cette chaudière est distribuée intérieurement de la manière suivante :

	Pour 160 chevaux.	Pour 1 cheval.
Volume des cendriers, foyers et conduits de chaleur.	54 ^m .4560	0 ^m .3415025
Volume de l'eau soumise à l'évaporation.	52 .8678	0 .3051270
Volume occupé par la vapeur en réserve, y compris les coffres.	22 .5090	0 .1406250
Total de ces trois volumes.	89 .8328	0 .5872545

En calculant suivant les rapports indiqués ci-dessus la chaudière de l'appareil projeté, pour le maximum de force 470 chevaux, on aura comparative-ment à la chaudière de 160 Maudslay :

	Pour 470 chevaux.	Pour 1 cheval.
Volume des cendriers, foyers et conduits.	$34m.456 \times \frac{306m.79}{145m.1} = 71m.8937$	0 ^m .152063
Volume de l'eau soumise à l'évaporation.	$52m.8673 \times \frac{306m.79}{145m.1} = 68 .3747$	0 .445066
Volume de la vapeur, y compris les coffres.	$0m.140625 \times 470m.6 = 66 .0037$	0 .140625
Total de ces trois volumes.	206 ^m .2621	0 .4397545

On doit se rapprocher autant que possible des rapports que nous venons d'employer entre les volumes des différentes capacités des chaudières et leurs surfaces de chauffe; néanmoins il faut observer que leur configuration extérieure et leurs dimensions principales dépendent aussi de la forme, des dimensions et de la destination des navires pour lesquels elles sont construites.

Les chaudières des grands paquebots anglais présentent de grandes variétés

de forme. Celles du *Great-Western* par M. Maudslay sont divisées rectangulairement en quatre corps indépendants, ayant chacun trois foyers, six à l'avant et six à l'arrière de l'emplacement de cet appareil; elles occupent peu d'espace en longueur, ce qui est avantageux pour les logements des passagers et des marchandises, mais beaucoup en hauteur, les courants de flamme régissant au dessus des foyers. Les dispositions adoptées par M. Fawcett pour les chaudières qu'il doit fournir à la marine française sont plus convenables aux bâtiments de guerre. Ces chaudières sont aussi divisées rectangulairement en quatre corps indépendants, ont deux chambres de feux, l'une à l'avant, l'autre à l'arrière; mais les courants de flamme sont placés à la manière ordinaire, et de telle sorte, que tout l'appareil évaporatoire est logé au dessous de la flottaison, à l'abri du boufet, condition essentielle pour un bâtiment destiné à la guerre.

Si nous calculons maintenant le volume de la chaudière de 450 de M. Fawcett (coffre à vapeur compris), dont le plan de pose nous donne la forme extérieure et les dimensions principales, nous trouvons pour volume total, hors tôle, 226^m.5431, quantité qui ne diffère que de 20^m. du volume total des capacités intérieures déterminées ci-dessus; or 20^m est à très peu près le volume de la tôle qu'aurait une chaudière de ces dimensions. Cette coïncidence remarquable (à laquelle nous étions loin de nous attendre, puisque nos recherches sur les chaudières à vapeur marines sont bien antérieures à notre connaissance de la chaudière de 450 de M. Fawcett) est une garantie certaine que la chaudière que nous tracerons d'après les résultats de nos calculs conviendra parfaitement au projet d'appareil de 450 à 470 chevaux.

Tracé des plans de détails de l'appareil.

Après avoir arrêté les dimensions principales, le système et les dispositions d'ensemble d'après lesquels nous proposons de construire un appareil à vapeur de la force nominale de 450 chevaux, le tracé des plans de détails des différentes parties qui composent le mécanisme et la chaudière n'est plus qu'une affaire de dessinateur.

NOTA. — Cet avant-projet suivit de très près l'envoi du programme de M. l'Inspecteur général du génie maritime; mais le ministre de la marine, pressé de conclure les marchés avec les constructeurs français pour la fabrication des appareils transatlantiques, adopta les plans présentés collectivement par les trois soumissionnaires. Nous regrettons qu'on ait fixé la course des pistons à 2^m.28, au lieu de 2^m.13

que nous avons proposé; ce qui réduira la vitesse de régime du mécanisme et augmentera proportionnellement son poids. Le premier plan de chaudières présenté par ces trois constructeurs était absolument semblable à celui des chaudières du *Great-Western*, à deux étages de conduits. Il est assez remarquable qu'après diverses modifications successives, le plan des chaudières arrêté par notre excellent constructeur M. Cavé s'est trouvé précisément le même, pour les dimensions principales et les distributions intérieures, que celui que nous avons dessiné d'après notre avant-projet.

OBSERVATIONS SUR LE DIAMÈTRE DES ROUES, LE NOMBRE ET LES DIMENSIONS DES
PALES DES PAQUEBOTS TRANSATLANTIQUES DONT LES APPAREILS SONT CONSTRUITS
D'APRÈS LES PLANS DE MM. SCHNEIDER.

D'après le dernier programme, en date du 1^{er} février 1841, pour la rédaction des plans des paquebots qui recevront les appareils de 450 chevaux, le rayon des roues est fixé à 4^m.50; la partie immergée de ce rayon, au maximum de charge, est de 1^m.70, et les pales ont de longueur 3 mètres, et de hauteur 0^m.70; le plan des roues fourni par MM. Schneider, qui est tracé d'après ces dimensions, porte à 28 le nombre de pales pour chaque roue de 9 mètres de diamètre extérieur.

Diamètre des roues à pales.

Le diamètre des roues à pales des bâtiments à vapeur doit suivre évidemment une progression croissante en raison directe de la vitesse normale présumée du navire, et en raison inverse du nombre de tours de roues ou de coups de piston par minute à l'état normal du navire et de l'appareil moteur. Ce diamètre peut donc être exprimé par la relation $D = \frac{SV}{n}$, dans laquelle V représente la vitesse normale de sillage, n le nombre de tours de roues par minute, et S un coefficient numérique obtenu par la comparaison des bâtiments à vapeur les mieux proportionnés. Dans notre mémoire du 25 août 1840 sur un projet de paquebot transatlantique de 450 chevaux, rédigé d'après le premier programme, nos recherches sur la valeur moyenne de ce coefficient nous avaient conduit à lui assigner celle de $S = 28$. Nous avions présumé que la vitesse normale de sillage serait de 11 nœuds par heure ou de 5^m.6584 par seconde; nous avons compté aussi que la course des pistons des machines serait de 7 pieds anglais (2^m.13), ce qui, avec la vitesse de régime de 245 pieds par minute, aurait donné un nombre de tours de roues égal à 17 $\frac{1}{2}$ au lieu de 16 $\frac{1}{2}$ qu'auront les appareils construits d'après les plans de MM. Schneider, dont la course des pistons sera de 7 $\frac{1}{2}$ pieds anglais (2^m.28).

$$\text{Pour la course de 7 pieds ou } N = 17 \frac{1}{2}, \text{ on a } D = \frac{28 \times 5^m.6584}{17 \frac{1}{2}} = 9^m.$$

$$\text{Pour la course de } 7 \frac{1}{2} \text{ pieds ou } N = 16 \frac{1}{2}, \text{ on a } D = \frac{28 \times 5^m.6584}{16 \frac{1}{2}} = 9^m.70.$$

Si nous examinons les proportions des roues des transatlantiques anglais (*Enquête de la Chambre des communes*, 31 mai 1839, page 23), nous voyons que le *Great-Western* et la *British-Queen*, de 7 pieds de course de piston, ont pour diamètre de roues, le premier, 28'.9" (8^m.76), le deuxième, 30'.6" (9^m.30), moyenne 9^m.03; et il est à observer que le diamètre de cylindre du *Great-Western* exige une vitesse de régime plus grande pour atteindre la force nominale, et que, par suite, son diamètre de roues est moindre que s'il avait été calculé sur la vitesse de régime de 245 pieds. Nous voyons aussi que le *President*, de 7 $\frac{1}{2}$ pieds de course de piston, a un diamètre de roues égal à 31' (9^m.485), et, par les mêmes motifs que pour le *Great-Western*, ce diamètre aurait été un peu plus grand, si l'on avait compté sur une vitesse de régime moindre.

Il paraît que les machines de 450 chevaux à balanciers construites à Indret sur les plans de M^r Rossin ont moins de course de piston, et seront par suite plus légères que celles construites sur les plans de MM. Schneider, quoique destinées à être montées sur des bâtiments absolument semblables par leurs dimensions principales. Mais si un diamètre de roues égal à 9 mètres convient aux machines d'Indret, il est certain que les machines de MM. Schneider demandent un diamètre de roues plus grand, et que sur les bâtiments qui doivent les recevoir il faudra augmenter en conséquence l'intervalle entre les grands baux porte-roues.

Largeur ou hauteur et nombre des pales.

Nous supposons que, pour plus de garantie, et s'appuyant d'ailleurs sur un fait d'expérience, on adopte pour les machines qui ont 7 $\frac{1}{2}$ pieds (2^m.28) de course le diamètre de 9^m.50 des roues du *President*, un peu moindre que celui que nous avons calculé *a priori* au moyen du coefficient constant $S=28$. La largeur ou hauteur de la pale doit être déterminée par la considération que la vitesse de son bord intérieur dépasse la vitesse normale du navire d'environ 1 $\frac{1}{2}$ nœud par heure. Le nombre des pales, pour leur libre action, et conformément à la pratique des meilleurs constructeurs anglais, doit être tel que l'écartement entre elles, à leur bord intérieur, soit d'environ 3 pieds (0^m.91); ces deux conditions sont parfaitement remplies en portant à 1^m. la hauteur des pales et leur nombre à 26, sur une circonférence extérieure de 9^m.50 de diamètre.

Pour le diamètre de roues égal à 9^m correspondant aux machines de 7 pieds

2^m.13) de course, la hauteur des pales serait encore égale à 1^m, mais leur nombre ne serait que de 24.

Surface des pales, et par suite leur longueur.

Dans notre mémoire du 25 août 1840, que nous avons déjà cité, la comparaison des bâtiments à vapeur le mieux proportionnés nous avait conduit à adopter 13.772 comme exprimant le nombre de fois que la surface d'une pale doit être contenue dans la surface du maitre-couple du navire au tirant normal. La surface du maitre-couple des paquebots construits suivant le dernier programme peut être évaluée à 42^m, qui, divisée par 13.772, donne à très peu près une surface de pale égale à 3^m, et, comme la hauteur de la pale est de 1^m, sa longueur peut rester fixée à 3^m, conformément au dernier programme ou aux plans de MM. Schneider.

Immersion du rayon des roues au maximum de la charge.

En adoptant le diamètre des roues et les dimensions des pales déterminés ci-dessus, sans changer la hauteur de l'axe au dessus de la quille du navire, l'immersion du rayon des roues, au maximum de la charge sera de 1^m.95 au lieu de 1^m.70 pour un diamètre de 9^m.50; le bord supérieur de la pale de 1^m de hauteur sera donc immergé de 0^m.95 à ce maximum de charge. Les pales étant divisées en 3 parties dans le sens de leur hauteur, on les remontera d'un tiers ou de 333^{mm} vers le centre des roues pour réduire leur immersion à 617^{mm}, en plaçant les tiers de pales inférieurs au dessus des tiers supérieurs; on replacera à la circonférence les tiers de pales remontés lorsqu'on aura consommé la moitié du combustible, et enfin on supprimera les tiers supérieurs lorsqu'on approchera de la fin de l'approvisionnement; la largeur ou la hauteur restante de la pale n'étant plus, dans ce dernier cas, que de 666^{mm} et sa surface se trouvant aussi réduite en proportion de la surface immergée du maitre-couple. Il suffira, comme on voit, de rendre amovibles, par des moyens connus et éprouvés, les deux parties extrêmes de chaque pale, la partie centrale, fixée suivant la méthode ordinaire, servant d'entretoise aux systèmes de rayons et conservant à la charpente des roues toute la solidité nécessaire.

Nous croyons devoir signaler dès à présent l'avantage qu'auront les machines d'Indret sur celles de MM. Schneider, placées sur des navires de mêmes di-

mensions. Les machines d'Indret, ayant moins de course de piston, et par suite un plus grand nombre de tours de roues pour développer la même force nominale, seront plus légères, produiront une moindre immersion du navire, qui pourra prendre par conséquent un plus fort approvisionnement de combustible à son maximum de charge. Dans le projet de machines que nous avons rédigé en août 1840, nous proposons d'adopter la course de piston de 7 pieds anglais ($2^m.13$), la même que celle du *Great-Western*, de 450 chevaux, et de la *British-Queen*, de 500 chevaux.

Les machines construites par MM. Schneider ont $1^m.93$ de diamètre de cylindre, et $2^m.28$ de course de piston. Elles ont une plaque de fondation comme le *Sphinx*, et à très peu près le même rapport entre le diamètre et la course du piston que l'appareil de ce bâtiment. En supposant, ainsi que la théorie l'indique, que les dimensions des pièces du mécanisme de l'appareil de 450 chevaux ont été calculées proportionnellement aux dimensions des pièces de celui du *Sphinx*, d'après le rapport des diamètres de cylindre de ces deux appareils $= \frac{1^m.93}{1^m.22} = 1.58$, et sachant que le mécanisme seul du *Sphinx*, sans l'appareil évaporatoire et les accessoires, pèse environ 98 tonnes, le mécanisme des 450, à $2^m.28$ de course, pèsera $98 \times (1.58)^3 = 386$ tonnes. Si la course était de $2^m.13$ au lieu de $2^m.28$, toutes les dimensions en longueur et en épaisseur des pièces pourraient être réduites dans le rapport de $\frac{2^m.13}{2^m.28} = 0.9342$ (les dimensions en largeur des pièces restant les mêmes, puisque le diamètre du cylindre ne changerait pas), et le poids du mécanisme des 450 ne serait plus que de $386 \times (0.9342)^2 = 336$; ce qui produirait un bénéfice ou un allègement de 50 tonnes.

Nous avons voulu seulement montrer ici quelle serait la proportion de diminution de poids des machines de 450 chevaux qu'aurait procurée l'adoption d'une moindre course de piston : car nous ne pensons pas que le poids du mécanisme des 450 ayant $2^m.28$ de course s'élève jusqu'à 386 tonnes, vu la suppression des chemises des cylindres à vapeur, et la réduction qu'on peut opérer sur les épaisseurs de la charpente ou des parties fixes, à mesure que la puissance des machines augmente. Quant à l'appareil évaporatoire, on sait que son poids suit une progression décroissante en raison inverse de sa puissance, puisque la consommation de combustible ou la surface de chauffe par cheval décroît dans ce même rapport.

La diminution de poids de l'appareil moteur des 450, obtenue seulement par la réduction de la course de piston de $2^m.28$ à $2^m.13$, aurait été encore

plus grande si, comme nous l'avions proposé, et à l'exemple des constructeurs Maudslay et Miller, on avait supprimé les plaques de fondation, qui pèsent de 25 à 30 tonneaux pour un appareil, et si, en donnant moins de longueur à la grande bielle par rapport à la manivelle, l'on avait diminué la hauteur de la charpente des bâtis, la longueur des pièces mobiles, et par suite leur épaisseur. Les plaques de fondation offrent sans doute des facilités pour le montage des machines marines, et contribuent à la solidité de leur pose sur le fond du navire; mais on pourrait contester l'utilité de cette rigidité absolue vers un seul point, lorsque, à la mer, toutes les pièces du mécanisme sont exposées à des chocs, à des trépidations et à des mouvements si divers. Les plaques de fondation ont un inconvénient assez grave : c'est que, si elles ne sont pas fondues avec les condenseurs, il est très difficile de les joindre hermétiquement avec ces derniers, exposés d'ailleurs aux secousses que reçoivent les essieux des balanceurs; ces joints donnent souvent entrée à l'air, et détruisent en grande partie l'effet du vide opéré par la condensation. Aussi quelques fabricants, entre autres M. Bury, coulent la plaque et le condenseur d'une seule pièce, même pour les appareils de la force de 450 chevaux. Or il nous semble qu'il serait plus simple de remplacer ces plaques de fondation par des flasques ou jumelles en équerre, à plat sur la face horizontale et à nervure sur un des côtés de chaque carlingue, assemblées avec des entretoises liant entre elles les bases des deux machines, et sur lesquelles les bâtis, cylindres et condenseurs, viendraient se poser comme ceux des appareils sans plaque de fondation (Maudslay ou Miller) sur les carlingues ordinaires.

Les boulons de fondation des machines traversent en général la carène; ils sont plus sujets à casser sur les appareils à plaque de fondation, et, pour les remplacer, il est nécessaire d'échouer les navires dans les bassins ou de les halier à terre. Les machines Maudslay, qui ont les bases de leurs bâtis très rapprochées de l'arbre des roues, et par conséquent leurs carlingues très élevées, pourraient être fixées au fond du navire par des boulons ne traversant pas la carène, mais tenus par des clavettes sur viroles au plan inférieur des carlingues, qui seraient elles-mêmes solidement chevillées avec le navire. Cette disposition serait évidemment très avantageuse; elle n'est pas nouvelle, et nous l'avons observée sur quelques bâtiments anglais; elle permettrait d'ailleurs d'employer des boulons en fer, tandis que ceux-ci doivent être nécessairement en cuivre lorsqu'ils traversent la carène.

EXTRAIT D'UNE NOTE DE M. LE CAPITAINE LABROUSSE SUR LA DÉTENTE VARIABLE
DES MACHINES A VAPEUR MARINES. (Juin 1842.)

Le système de détente obtenu par la régulation des tiroirs, avec les perfectionnements de MM. Maudslay et Field, et que nous appellerons détente fixe, a été jusqu'ici le seul adopté pour les bâtiments à vapeur de la marine française, à quelques exceptions près qui n'ont pas été heureuses, par divers motifs étrangers au système de détente lui-même. Mais la détente fixe ne pouvait procurer en même temps aux machines marines le maximum d'effet utile et le maximum d'effort souvent nécessaire dans le cours de la navigation; on devait donc se borner à rester dans une moyenne à cet égard; aussi a-t-on adopté pour les nouvelles machines le système de détente variable, qui permettra d'obtenir à volonté soit le maximum d'effet utile, soit le maximum d'effort.

Il est donc intéressant d'examiner cette question de la détente variable, et sous le rapport de ses propriétés générales, et sous celui de son application aux machines marines, à l'égard desquelles nous pensons qu'elle présente des avantages particuliers.

L'expérience a démontré qu'une quantité d'eau donnée exige toujours la même quantité de chaleur totale pour être convertie en vapeur à une pression quelconque; et si on admettait avec M. de Pambour qu'elle exige aussi à peu près la même quantité de combustible, il s'ensuivrait, d'après la loi de Mariotte, que 1 kilog. de vapeur à 10 atmosphères, introduit dans un cylindre pendant $\frac{1}{10}$ de la course du piston, et se détendant pendant les autres $\frac{9}{10}$, exercerait à fin de course une pression de 1 atmosphère, tandis que cette pression aurait été de 10 atmosphères pendant le premier $\frac{1}{10}$, en diminuant ensuite graduellement jusqu'à la fin. Or 1 kilog. de vapeur à 1 atmosphère introduit dans un cylindre de même diamètre et d'une hauteur plus petite d'environ $\frac{1}{10}$ n'exercerait constamment qu'une pression de 1 atmosphère, et cependant il aurait fallu la même quantité de combustible pour obtenir 1 kilog. de vapeur dans l'un et l'autre cas.

Mais d'abord la loi de Mariotte n'est pas ici applicable, car il faudrait que la température dans le cylindre ne variât pas pendant la durée de la course, et il n'en est pas ainsi.

Il résulte d'expériences nombreuses faites par M. de Pambour que la vapeur agit dans le cylindre comme si elle était en contact avec le liquide générateur, c'est-à-dire que sa température reste liée à sa pression, et que cette dernière est proportionnelle à son volume relatif. Il s'ensuit que la vapeur à 10 atmosphères, ayant un volume relatif représenté par 208, exercera une pression de 1 atmosphère lorsque par suite de la détente ce volume relatif deviendra 1700. En conséquence, si on introduit de la vapeur à 10 atmosphères dans un cylindre ayant 1700 centimètres de course, pendant les 208 premiers centimètres seulement, le travail développé sera $20 \times 10^3 \cdot 33 = 2149$; si à partir de ce point on interrompt l'admission de la vapeur, elle se détendra jusqu'à fin de course, où sa pression sera réduite à 1 atmosphère; son volume relatif 208 étant devenu 1700, le travail développé pendant la détente sera 4070 environ. Travail total $= 2149 + 4070 = 6219$.

Mais si au lieu de 1 kilog. de vapeur à 10 atmosphères on avait introduit 1 kilog. de vapeur à 1 atmosphère seulement, l'admission aurait eu lieu pendant toute la course, et le travail total développé aurait été $1700 \times 1^3 \cdot 03 = 1751$. Les effets produits seraient donc dans le rapport de 1751 : 6219 ou 1 : 3.55.

Si on n'avait pas fait usage de la détente, la quantité de vapeur à 10 atmosphères introduite aurait été $8^3 \cdot 17$, mais l'effort exercé aurait été dix fois plus grand que celui exercé par 1 kilog. à 1 atmosphère; ainsi le rapport de 1 : 3.55 serait devenu celui de 1 : 1.22.

On remarquera en outre que les résultats seraient d'autant plus avantageux qu'on emploierait de la vapeur à une tension plus élevée, soit qu'on fit ou non usage de la détente.

Ainsi donc, en substituant à la loi de Mariotte la loi qui doit régir véritablement la vapeur agissant dans les cylindres, l'avantage résultant de la détente et de pressions très élevées est si grand, que celles-ci sembleraient devoir être généralement adoptées; mais la théorie qu'on vient d'exposer suppose qu'il suffit d'une même quantité de combustible pour vaporiser un certain poids d'eau à une pression quelconque, ce qui n'a pas lieu. Il est bien vrai qu'une même quantité de chaleur suffit pour vaporiser un poids d'eau donné à une pression quelconque; mais on rencontre dans la pratique de grandes difficultés, soit pour faire absorber cette chaleur, soit pour la conserver; et ces difficultés augmentent à mesure que les pressions, et, par suite, les températures, sont plus élevées. On sait en effet que plus les tôles sont épaisses, plus elles s'opposent à la transmission du calorique; et elles doivent être d'autant

plus épaisses, toutes choses égales d'ailleurs, qu'elles sont destinées à contenir des vapeurs à plus forte tension; le rayonnement en outre est d'autant plus grand que la température est plus élevée; cette température s'oppose elle-même à l'absorption du calorique en proportion de son élévation. Ces causes sont si puissantes pour s'opposer à la transmission ou à la conservation du calorique, que dans les belles expériences faites par MM. Dulong et Arago on n'a pu porter la pression au delà de 24 atmosphères. A ce point toute la chaleur produite par le foyer suffisait à peine à compenser la perte du calorique et à maintenir la pression, sans consommation de vapeur. (On aurait pu cependant atteindre une pression plus élevée sans les fuites nombreuses qui se manifestèrent.)

» On pourrait encore signaler d'autres inconvénients inhérents au système à pression très élevée: comme la difficulté de construire des chaudières d'une forme convenable pour le service de mer, et cependant résistantes, les fuites des joints et chaudières difficiles à empêcher, etc. Ces difficultés mécaniques finiraient probablement par être vaines.

» La question peut donc se résumer de cette manière: plus la pression de la vapeur employée sera élevée, et plus l'effet produit sera grand, jusqu'à un certain point où les avantages de la haute pression et de la détente sont compensés par les pertes signalées, résultant du rayonnement, etc.; au delà il y aurait désavantage.

» Ainsi il y a entre les basses pressions et les pressions les plus élevées un terme moyen qui doit être le plus avantageux, et qui doit dépendre d'ailleurs de la forme des chaudières et des moyens employés pour empêcher le rayonnement. Cette pression la plus avantageuse ne pourrait être bien déterminée que par des expériences comparatives faites avec soin, mais nous supposons qu'elle doit être comprise entre 4 et 5 atmosphères.

» Avec les chaudières ordinaires on pourrait cependant se borner à porter la pression à $2\frac{1}{2}$ ou 3 atmosphères seulement. A $2\frac{1}{2}$ de pression par centimètre carré le rapport brut de l'effet produit en employant la détente est comme 238 : 156. La température étant dans ce cas seulement de 127 degrés, les pertes occasionnées par le rayonnement, etc., ne pourront pas être comparables à l'avantage obtenu.

• *Nota.* Ce rapport de 238 : 156 est celui qu'on obtient avec les vapeurs de $2^{\circ}50$ et $1^{\circ}31$ de pression, se détendant toutes deux jusqu'à 1° comme dans les machines Maudslay; mais on conçoit que cette détente, qu'on est forcé de limiter ainsi à 1° pour

les machines à détente fixe, afin de ne pas donner au cylindre des dimensions exagérées, peut être poussée bien plus loin lorsqu'on fait usage de la détente variable, comme on le verra ci-après; d'où résulte encore une notable économie par suite de laquelle on obtient un rapport bien plus favorable que celui de 238 : 156.

• *Application de la détente variable aux machines marines.* En thèse générale, la détente produit le maximum d'effet utile lorsqu'elle est portée aussi loin que possible, c'est-à-dire lorsqu'à la fin de son action la vapeur fait à peu près équilibre à la résistance produite par les frottements et le défuit de condensation; aussi, quand une machine est destinée à exercer constamment le même effort, il y a avantage à la faire marcher toujours à cette détente la plus favorable; mais les machines marines ne sont pas dans ce cas; les résistances à vaincre diffèrent extrêmement entre elles, et nécessitent par conséquent des efforts proportionnels. Dans les machines à détente fixe le mouvement se ralentit lorsque le bâtiment éprouve une plus grande résistance, on ne saurait alors consommer toute la vapeur que peuvent produire les chaudières, et par conséquent on n'utilise pas toute la puissance des machines; mais si, en adoptant la détente variable, on se réserve les moyens d'introduire la vapeur pendant une plus grande partie de la course, à mesure que le mouvement de la machine tend à se ralentir, il en résultera qu'outre une plus grande quantité de vapeur dépensée à chaque coup de piston, on exercera un plus grand effort sur celui-ci, et on accélérera le mouvement; on pourra ainsi arriver à consommer la totalité de la vapeur engendrée, tant que la résistance ne dépassera pas certaines limites, et on continuera à employer la force réelle de la machine.

• L'effet utile absolu diminuera, il est vrai, à mesure qu'on augmentera la durée de l'admission de la vapeur; mais si on considère que c'est précisément dans les circonstances de mauvais temps contraires qu'il est le plus souvent urgent d'utiliser toute la puissance du moteur, on concevra quels avantages précieux l'application de la détente variable aux machines marines ajoute aux avantages généraux déjà exposés.

• Il se présente cependant un inconvénient grave dans l'emploi des hautes pressions et des détentes variables, qui résulte de la nécessité de donner aux organes de la machine des dimensions plus fortes que pour les machines à basse pression et faible détente; supposons, par exemple, qu'on introduise dans un cylindre donné une certaine quantité de vapeur à 3 atmosphères, et que, par suite de la détente, on arrive à produire un effet total égal à celui

qui résulterait de l'introduction dans ce cylindre, et pendant toute sa course, de la vapeur à 1 atm., il faudra que les organes de la machine soient trois fois plus forts dans le premier cas que dans le second. Cet inconvénient est grave pour les machines marines, par conséquent elles doivent être établies de manière à présenter une combinaison particulière qui sera la plus avantageuse, et que nous allons exposer.

» Prenons pour exemple de la marche à suivre une machine de 160 chevaux dont le cylindre aura 1^m.36 de course, distribution Maudslay, c'est-à-dire la plus avantageuse. On élèverait la vapeur à la pression totale de 4^k.10 par centimètre carré, au lieu de 1^k.31. La vapeur ne serait introduite que pendant $\frac{1}{2}$ de la course et se détendrait pendant les $\frac{1}{3}$; elle serait alors condensée pendant le dernier $\frac{1}{6}$, et sa pression serait de 0^k.65 au moment de la condensation. En calculant d'après les principes établis ci-dessus, il en résulte que la force de la machine serait d'environ 250 chevaux au lieu de 160; mais ses organes devraient être augmentés dans le rapport de 410 : 131. Il faut maintenant considérer que le volume relatif de la vapeur à 1^k.31 de pression, introduit pendant 952 millimètres de la course, étant 1365, et le volume relatif de la vapeur à 4^k.10 étant 479, pour qu'il y eût même consommation de vapeur, il faudrait que l'introduction de cette dernière eût lieu pendant 334 millimètres de la course; et comme elle n'a lieu que pendant 227 millimètres (le $\frac{1}{2}$), on aura ainsi une économie de $\frac{1}{3}$, ou $\frac{1}{3}$ environ, qu'on réduira à $\frac{1}{4}$ pour compenser les pertes occasionnées par l'augmentation de rayonnement, la plus grande difficulté d'absorption du calorique, les fuites, etc. Les chaudières occuperaient donc un moindre espace et pèseraient environ 25 tonneaux de moins (en y comprenant l'eau) que celles ordinaires de 160 chevaux. On peut donc admettre qu'avec une machine sans balancier l'appareil total de 250 chevaux serait moins encombrant et ne pèserait pas plus que celui de 160 actuel.

» Cette force de 250 chevaux serait celle réellement déployée par la machine marchant à $\frac{1}{3}$ de détente dans les circonstances les plus favorables de temps et de tirant d'eau. A mesure que la résistance augmenterait, on diminuerait la détente, de manière à consommer toujours toute la vapeur produite par les chaudières; la machine conserverait ainsi toute la puissance possible, jusqu'à ce que la résistance devînt assez forte pour empêcher la consommation totale de la vapeur, bien que la détente eût été réduite jusqu'à la limite de $\frac{1}{3}$. Ainsi dans ce cas on aurait $\frac{1}{3}$ d'admission, $\frac{1}{3}$ de détente, et toujours même avance de $\frac{1}{3}$.

» C'est en adoptant une moyenne entre la distribution résultant des expériences de Maudslay et celle adoptée par quelques autres ingénieurs et fabricants, que nous avons fixé à $\frac{1}{11}$ la limite de la réduction de la détente. Cependant, bien qu'il résulte de ces expériences qu'on obtient le même effet avec $\frac{1}{11}$ de détente et $\frac{1}{11}$ d'avance à la condensation qu'en introduisant la vapeur pendant les $\frac{1}{11}$ et bornant à $\frac{1}{11}$ l'avance à la condensation (*Sphinx*), rien ne prouve que ce résultat ne soit principalement dû à l'avance de $\frac{1}{11}$ à la condensation, et qu'on ne pourrait obtenir une augmentation de force (aux dépens de l'effet utile absolu) en conservant cette même avance de $\frac{1}{11}$ et portant l'admission de la vapeur jusqu'aux $\frac{1}{11}$ et peut-être même aux $\frac{1}{11}$. Cette distribution peut être facilement obtenue dans les machines à détente variable au moyen d'un mécanisme simple, ce qui ne pouvait avoir lieu pour les machines à détente fixe, qui devaient présenter une distribution moyenne entre le plus grand effort et le plus grand effet utile, puisqu'elle était invariable : car en augmentant la durée de l'admission et conservant la même avance à la condensation on aurait eu de l'avance à l'introduction, ce qu'il convient d'éviter.

» En résumé, il résulte de ce qui vient d'être exposé qu'en adoptant le système de machines proposé on obtiendrait, avec un quart d'économie sur la vapeur, une machine de 250 chevaux au lieu de 160, sans augmentation de poids et avec un moindre encombrement. Il n'y aurait donc aucune difficulté à y ajouter un deuxième système de chaudière, qui, outre qu'il pourrait servir de rechange au besoin, permettrait encore d'augmenter considérablement la force de la machine, dès que la résistance à vaincre deviendrait plus considérable. Il pourrait même servir dans les circonstances les plus favorables; mais, pour produire tout son effet, il faudrait qu'on pût augmenter le diamètre des roues, ce qui est très difficile dans l'état actuel, sinon impossible. A l'égard des bâtiments à vis, rien ne serait plus facile que d'augmenter la surface de l'hélice, ce qui suffirait jusqu'à un certain point.

» Dans les calculs qui précèdent nous n'avons pas tenu compte de la différence de pression de la vapeur dans les chaudières et le cylindre, car les données manquent pour la haute pression; cependant il est possible de raisonner par induction. On admet dans la pratique qu'à la vitesse ordinaire la vapeur à la pression totale de 1^{re}.31 dans la chaudière est réduite à 1^{re}.19 dans le cylindre. En supposant la même diminution de $\frac{1}{11}$ pour la vapeur à haute pression, le rapport de l'effet produit par la vapeur à 1^{re}.31 avec $\frac{1}{11}$ d'admis-

sion, à celui de la vapeur à $4^{\text{e}}.10$ avec $\frac{1}{2}$ d'admission, au lieu de $156 : 240$ que nous avons admis jusqu'ici, deviendra $153 : 240$. Ainsi, en admettant même une diminution de plus de $\frac{1}{12}$ dans la vapeur à $4^{\text{e}}.10$, le rapport serait encore en faveur de la haute pression.

Il existe encore un moyen d'augmenter la force d'une machine quelconque; il suffit pour cela d'augmenter la tension de la vapeur. On ne doit cependant employer ce moyen que dans les vents contraires, car en augmentant la tension on augmente l'effort exercé sur les organes de la machine; mais ces organes, calculés pour résister à des secousses violentes, peuvent supporter un plus grand effort lorsqu'on lutte contre le vent, puisque dans cette circonstance la machine marche toujours régulièrement.

Détente variable des bâtiments transatlantiques. Les machines de ces bâtiments, qui doivent avoir une détente variable, marcheront à la pression totale de $1^{\text{e}}.31$ dans la chaudière. Leur course de piston = $2^{\text{e}}.28$.

Les tiroirs sont disposés de manière à permettre l'introduction de la vapeur pendant $\frac{1}{12}$ de la course. Au moyen de la détente variable on pourra disposer la distribution de manière à conserver à peu près cette admission en donnant en même temps soit Δ , soit $\frac{1}{12}$ d'avance à la condensation, sans aucune avance à l'introduction. On vérifiera ainsi si, comme nous l'avons fait pressentir, on obtient alors le plus grand effort possible. Si on admettait, d'après Watt, que la résistance à vaincre fût égale à $10^{\text{e}}.15$ par pouce carré ou $0^{\text{e}}.70$ par centimètre carré, on ne pourrait détendre la vapeur que pendant 65 ou 70 centimètres de la course; mais dans l'état actuel de la fabrication, et surtout lorsqu'il s'agit de grandes machines, cette résistance peut être réduite à 0.55 ou 0.50, ce qui permettra d'intercepter la vapeur à moitié course. La force de la machine, qui est de 471 chevaux aux $\frac{1}{2}$ d'admission, ne sera plus que de 395 chevaux, en supposant la même vitesse. Le rapport entre ces deux forces sera donc :: $1 : 0.84$, et la consommation de vapeur :: $1 : 0.66$. Le bénéfice de force sera de 42 chevaux environ.

Les chaudières se composant de quatre corps séparés, on pourra donc en supprimer un lorsqu'on marchera à la plus grande détente. Comme alors on consomme $\frac{1}{2}$ moins de vapeur, on pourra dans certains cas marcher avec deux chaudières seulement, en poussant les feux et fermant un peu les registres, agissant ainsi à une moindre pression dans le cylindre. Si les chaudières n'étaient pas séparées, et qu'il fallût continuer à entretenir les mêmes feux, ou du moins à échauffer la même masse d'eau, l'économie serait bien

moindre. Les chaudières séparées sont le complément nécessaire du système de détente variable.

» On doit remarquer que, lorsqu'on ferme les registres de vapeur dans les machines à détente fixe ou sans détente, on exerce une espèce de détente continue, qui est loin, il est vrai, d'être aussi efficace que la détente variable dont nous parlons, puisqu'on condense la vapeur à sa tension moyenne, mais qui cependant doit être prise en considération. On peut admettre qu'en tenant compte de cette espèce de détente propre à toute machine, et en ayant égard aux frottements qui résultent de l'établissement du mécanisme particulier à la détente variable, les 42 chevaux d'économie présentés par la machine dont il s'agit peuvent être réduits à 25 ou 30 chevaux.

» On voit, d'après ce qui précède, que l'application de la détente variable aux machines à basse pression permet de maintenir toute la puissance possible contre une résistance croissante à partir de la $\frac{1}{2}$ course, tandis qu'avec une pression de 4.10 cette puissance peut être maintenue à partir du premier $\frac{1}{4}$.

» Nous devons convenir que cet avantage de pouvoir maintenir d'autant plus long-temps la puissance possible de la machine contre une résistance à vaincre que la détente est plus grande et par conséquent la pression plus élevée est le seul positif; en effet, en réduisant à $\frac{1}{2}$ au lieu de $\frac{1}{4}$ l'économie de vapeur, pour compenser la perte produite par le rayonnement, etc., etc., nous croyons nous être approché de la vérité, mais nous n'avons nulle preuve à cet égard. Nous devons en dire autant de la différence de pression dans la chaudière et le cylindre. Toutes ces questions pourraient être l'objet d'expériences fort intéressantes, que nous ne pensons pas avoir encore été faites d'une manière complète. »



EXTRAIT D'UN MÉMOIRE DE M. REECH SUR LES MACHINES A VAPEUR, ET LEUR
APPLICATION A LA NAVIGATION MARITIME. (Lorient, 22 septembre 1837.)

Nous livrions à l'impression les dernières feuilles de cet ouvrage, lorsque nous avons été informé que M. l'ingénieur Reech, directeur de l'école spéciale du génie maritime, avait, dès l'année 1837, présenté un mémoire sur les principales questions que nous traitons. Nous avons exprimé à ce savant, ingénieur notre regret de n'avoir pas eu plus tôt connaissance de son travail; nous y aurions puisé des renseignements aussi utiles que ceux que nous avons trouvés dans ses précédents travaux, qui nous avaient été communiqués par ses élèves. M. Reech s'est empressé de mettre ce mémoire à notre disposition aussitôt que nous lui en avons manifesté le désir; mais nous devons en ce moment nous borner à n'en citer que le dernier paragraphe, ou les conclusions, qui du moins établiront la priorité de M. Reech à l'égard des améliorations importantes qu'il proposait, il y a déjà cinq ans, d'après les calculs les plus exacts, et qui se trouvent maintenant en grande partie réalisées par les mécaniciens anglais dans leur application récente de l'expansion variable aux machines navales. Il est certainement à déplorer que cet appel fait au gouvernement et à l'industrie française ait été si peu écouté; et ce n'est pas la première fois, ni probablement la dernière, que par notre indifférence nationale une précieuse découverte, étouffée chez nous dans son germe, va éclore chez nos voisins et nous revient comme leur propre invention. (Voyez note 2 de l'Introduction.)

§ 7. *Conclusions.* — « L'objet de notre travail est de porter à la connaissance du gouvernement et de l'industrie française les propositions suivantes :

• Dans des machines disposées et proportionnées comme le sont celles de la marine royale dites de 160 chevaux, le maximum de puissance ne correspond pas au cas où la vapeur afflue pendant la totalité de la course du piston, mais à celui où la détente commence aux $\frac{2.55}{15.55}$ de la course; en sorte qu'il y aura augmentation de puissance d'une manière absolue pendant qu'on réduira la dépense de vapeur, et par suite de combustible, de $\frac{1}{2}$.

• La cause de cette particularité gît dans la longueur du temps qui est physiquement nécessaire pour que le vide puisse s'effectuer convenablement devant le piston au commencement de chaque nouvelle course, et le plus im-

portant sera de faire évacuer la vapeur de bonne heure au condenseur avant la fin de chaque course accomplie. Ce n'est même que par une suite nécessaire de cette condition, et afin de pouvoir y satisfaire, que nous proposerons, comme moyen préalable et en règle générale, de ne jamais admettre la vapeur dans un cylindre au delà des $\frac{2}{3}$ de la course, et exceptionnellement au plus jusqu'aux $\frac{3}{4}$.

C'est pour ne pas avoir satisfait à ce principe que les différents appareils de la marine royale construits en France, avec libre affluence de la vapeur jusque vers les 0.975 de la course, ensonnement, dans leur allure normale de 22.5 tours de roues par minute, environ 14 p. 100 de plus de vapeur et de combustible qu'il ne serait nécessaire, et cet excédant de dépense n'aboutit qu'à une perte d'environ 14 p. 100 sur la puissance motrice. C'est pourquoi les chaudières de ces appareils ont souvent été trouvées trop petites.

Lorsqu'on voudra économiser le combustible, il faudra utiliser la force expansive de la vapeur en arrêtant l'admission dans le cylindre déjà avant les $\frac{2}{3}$ de la course; alors la puissance absolue que l'on obtiendra dans une machine donnée décroîtra en même temps que la dépense de vapeur ou de combustible; mais le rapport de la puissance à la dépense croîtra de plus en plus jusqu'à une certaine limite qui n'est pas parfaitement connue. Toutefois on est fondé à croire avec une très grande confiance que, lorsqu'on se bornera à faire agir la détente à partir de la moitié de la course dans des machines disposées et proportionnées comme celles de la marine royale dites de 160 chevaux, on ne perdra que 19 p. 100 sur la puissance motrice maximum qui correspond à une libre admission de la vapeur jusqu'aux 0.854, et qu'en somme on aura les résultats suivants :

Fractions de la course pendant laquelle la vapeur afflue dans le cylindre.	Dépense de vapeur et de combustible	Puissance obtenue.
m	m	m
1.000	1.171	0.821
0.975	1.142	0.859
0.854	1.000	1.000
0.800	0.937	0.989
0.750	0.878	0.971
0.500	0.586	0.810

» Si l'économie de vapeur, et par suite de combustible, était l'objet le plus important, il faudrait utiliser la force expansive de la vapeur à partir d'un point situé bien avant la moitié de la course; mais on serait conduit ainsi à employer des cylindres d'un très grand volume pour obtenir une puissance déterminée, et, si l'on part de ce principe que les dimensions de toutes les parties différentes du mécanisme doivent être proportionnées à la pression maximum que la vapeur exerce sur le piston, soit qu'elle afflue pendant la course entière, soit seulement pendant une certaine fraction de cette course, et que le poids total d'une machine est lui-même proportionnel à cette pression maximum, ainsi que cela a sensiblement lieu dans l'état actuel des choses pour les appareils ordinaires à basse pression construits en Angleterre depuis 120 jusqu'à 200 chevaux par exemple, on serait amené à construire des machines excessivement pesantes et volumineuses.

» De telles machines pourraient être avantageuses dans certaines circonstances à terre, et si l'on augmentait des $\frac{1}{2}$ environ le volume d'un cylindre ordinaire en faisant dilater la vapeur à partir du $\frac{1}{4}$ de la course, on obtiendrait peut-être une puissance égale avec une économie de vapeur et de combustible de $\frac{1}{2}$, et cela dans des circonstances fort peu éloignées du maximum absolu des dépenses annuelles en argent, en réunissant ensemble l'intérêt du capital d'achat et la consommation de charbon de terre; l'économie sur ces dépenses annuelles, non compris l'entretien journalier ni la solde des chauffeurs, pourrait s'élever jusqu'à 25 ou 30 p. 100.

» Mais dans les applications à la navigation de pareilles machines seraient beaucoup trop pesantes et feraient perdre plusieurs avantages essentiels.

» A puissance égale, l'appareil de moindre poids serait celui où la détente commencerait vers les 0.70 de la course; mais, en faisant commencer la détente déjà aux 0.50, le poids d'un appareil complet n'excèderait encore que de 6 p. 100 le minimum absolu, et de 4 p. 100 seulement le poids d'un appareil ordinaire; et comme il y aura en même temps une réduction de 28 p. 100 sur le poids de la chaudière, qui est la partie la plus destructible d'une machine à vapeur, tandis que pour un système de détente à partir des 0.70 cette même réduction sur le poids de la chaudière ne serait que de 14 p. 100, on peut établir en règle générale que l'appareil de moindre prix de revient et d'entretien sera à fort peu près celui où la détente commencera à la moitié de la course du piston.

» Dans ce cas la section du cylindre devra être augmentée de 235 pour

mille. L'économie de vapeur et de combustible sera la même que la réduction de poids de la chaudière, c'est-à-dire de 28 p. 100.

» Si l'on compte 150 journées complètes de chauffage par an, l'économie sur la somme des dépenses annuelles, en réunissant l'intérêt du capital d'achat et la dépense de combustible, s'élèvera à 23 p. 100 environ.

» Dans les applications à la navigation, un appareil où la détente commencera à la moitié de la course est celui où la durée d'un approvisionnement complet de combustible dans l'allure normale en eau calme sera moyennement un maximum depuis 6 jusqu'à 21 journées complètes.

» Le même appareil est encore celui où la somme des poids de l'appareil et d'un approvisionnement de combustible pour un trajet donné, depuis 3 jusqu'à 24 journées complètes de marche, dans l'allure normale en eau calme, sera moyennement un minimum.

» Dans une grosse mer l'emploi de la détente offrirait des inconvénients, en ce que l'action de la vapeur sur les pistons ne se soutiendrait pas toujours avec assez de continuité lorsque le mouvement des roues éprouvera par instants un ralentissement trop considérable. Il faudra alors renoncer à l'emploi de la détente, ce qui sera d'autant plus aisé que les chaudières fourniront en général plus de vapeur qu'on n'en pourra débiter. La même chose pourra être pratiquée pour un trop grand tirant d'eau ou pour une remorque accidentelle, et alors les résultats obtenus seront précisément les mêmes que ceux que l'on obtiendrait aujourd'hui avec des appareils ordinaires dont la puissance nominale serait plus élevée de $\frac{1}{2}$ environ et dont le diamètre des roues serait proportionné avec la course de la même manière que dans l'appareil à détente.

» Dans un appareil où la détente commencera habituellement à la moitié de la course, dans l'allure normale en eau calme, et où le cylindre aura été augmenté de $\frac{1}{2}$ environ pour obtenir une puissance égale à celle d'un appareil ordinaire, on aura la facilité de marcher à toute vapeur (jusqu'aux $\frac{3}{4}$ ou $\frac{5}{8}$ de la course) et d'atteindre les résultats précédents dès que la vitesse aura été réduite aux 0.6 ou 0.7 de sa valeur primitive, ce qui semble suffisant pour la pratique.

» Si l'on faisait commencer la détente avant la moitié de la course, en augmentant encore davantage la section du cylindre, on obtiendrait des résultats encore plus considérables dans le cas d'une très mauvaise mer, lorsqu'on marcherait à toute vapeur (jusqu'aux $\frac{1}{2}$ ou $\frac{3}{4}$ de la course); mais aussi la faculté de pouvoir marcher ainsi ne pourrait-elle être obtenue que pour des vitesses

plus basses, et jusqu'à ce que l'expérience ait complètement éclairé ce point de la question, nous nous en tiendrons à la proposition générale de ne pas faire commencer la détente avant la mi-course, en ce qui concernera les applications à la navigation maritime, et par suite de ne pas porter au delà de $\frac{1}{2}$ l'augmentation de section du cylindre.

• Les bâtiments actuels de la marine royale d'une force nominale de 160 chevaux se prêteront immédiatement à toutes les différentes applications des principes précédents, comme il suit :

• Dans ceux de ces appareils qui ont été construits en France, la vapeur afflue moyennement jusqu'aux 0.975 de la course, d'où résulte une dépense de vapeur égale à 1.142, et une puissance obtenue de 0.859, ou de 137.4 chevaux, en sorte que les chaudières sont trop petites.

• Le premier progrès consistera à ne laisser affluer la vapeur que jusqu'aux 0.854; alors la dépense sera 1.000 et la puissance 1.000, ou 160 chevaux; les chaudières ne seront plus trop petites.

• En arrêtant la vapeur déjà aux $\frac{1}{2}$ de la course, la dépense sera de 0.937 et la puissance 0.989, ou de 158.12 chevaux.

• Un deuxième progrès consistera à adopter les propositions de M. Hubert, en conservant le même diamètre de roues et augmentant la section du piston, de manière à obtenir un cylindre de 187.84 chevaux, alimenté par une chaudière de 160, en sorte qu'il faille modérer l'action de la vapeur en eau calme, et que cependant avec une faible vitesse on obtienne les mêmes résultats qu'avec un appareil ordinaire de 187.84 chevaux.

• Un troisième progrès consistera à étendre les principes de M. Hubert, en conservant les mêmes roues que dans un appareil de 160 et prenant un cylindre de 200 chevaux alimenté par une chaudière de 160, de manière qu'il faille modérer encore davantage l'action de la vapeur en eau calme, et que dans toutes les circonstances défavorables à la navigation on obtienne cependant les mêmes résultats que par le moyen d'un appareil ordinaire de 200.

• Le quatrième et dernier progrès consistera à prendre les roues d'un appareil ordinaire de 160, un cylindre de 200 chevaux, et une chaudière de 120 seulement, en utilisant la force expansive de la vapeur de manière qu'en eau calme on obtienne 160 chevaux de puissance effective, et que cependant dans toutes les circonstances défavorables à la navigation, dès que la vitesse sera réduite aux 0.6 ou aux 0.7 de sa valeur primitive, on obtienne précisément les mêmes résultats que par le moyen d'un appareil ordinaire de 200, comme dans le cas précédent.

» Ce dernier système donnera dans toutes les allures des résultats supérieurs à l'appareil proposé par M. Hubert, muni d'un cylindre de 187.84 chevaux et d'une chaudière de 160; il le cédera à peine, dans les plus grandes vitesses de 18 à 23 tours de roues, à un appareil conçu d'après les principes de M. Hubert, mais muni d'un cylindre de 200 chevaux et d'une chaudière de 160, et il formera définitivement le système le plus avantageux à basse pression et à détente qu'il soit permis aujourd'hui d'espérer dans la navigation maritime. »

M. Reech termine cet exposé général par le formulaire, au profit de la marine royale, pour les dispositions à prendre dans la construction de l'appareil sur lequel on devra procéder à telles expériences comparatives qu'on jugera propres à constater la bonté du système qu'il propose.

Machines.	Acadia.	Britannia.
Diamètre du cylindre.	m. 1.834	m. 1.841
Longueur de la course du piston.	2.083	2.083
Diamètre des roues en dehors des pales.	6.534	6.581
Longueur des pales.	2.743	"
Hauteur { de la première partie. de la deuxième partie.	0.335	"
	0.436	"
Nombre normal de révolutions de roues par minute.	17	17
Quantité de charbon embarqué.	500 à 550 ¹	500 à 550 ¹

1840.	Acadia.			1841.		
	j.	h.	j.	j.	h.	j.
Aller de Liverpool à Halifax : 860 lieues marines.	1	10	13	10	12	12
	2	10	12	10	12	12
	3		12	15		
	4	15				
Moyenne.	11	4	12	11	6	
Vitesse en milles marins.	9.024	8.89	"			
Retour d'Halifax à Liverpool : 860 lieues marines.	1	10	10	11		
	2	11	11			
	3		15	12		
	4	11				
Moyenne.	10	16	11	12		11
Vitesse en milles marins.	10.125	9.42	"			

Service des bateaux transatlantiques anglais.

Compagnie Royal-Mail Steam-Packet, présidée par M. Irving : Southampton à Barbade, Havane, et New-York, se reliant à Halifax; 1^{er} embranchement, Barbade et Guyanes anglaises et hollandaises, et finit à Paramaribo; 2^e embranchement, Ile de Grenade, et (en sens inverse) Haïti, passant par les Antilles, revenant par Curaçao et Trinité, et Trinité, Curaçao, revenant par les Antilles à la Grenade; 3^e embranchement, Havane, et (en sens inverse) Mobile, Tampico et Vera-Cruz, et Vera-Cruz, Tampico, Mobile; 4^e embran-

chement, se rattachant à la principale ligne, Port-Royal (Jamaïque), destiné à desservir Chagrès, Carthagène et Sainte-Marthe.

14 bâtiments à vapeur et 4 bâtiments à voiles pour l'exploitation de la Compagnie.

	Constructeur : Duncan, & Greenock.	Fabricant de machines : Caird et Co, & Greenock.
1 Clyde.		
2 Taviot.	Id.	Id.
5 Tweed.	Id. Thomson, Id.	Id.
4 Tay.	Id. Ch. Wood, & Dumbarton.	Id.
8 Selkay.	Id. Mac Miller, & Greenock.	Id. Scott et Sinclair, Id.
6 Die.	Id. J. Scott and sons, Id.	Id. Id.
7 Thames.	Id. Ch. Fletcher, & North-Elect (Lond.).	Id. Maudslays sons and Field, & Londres.
8 Medway.	Id. Id.	Id. Id.
9 Trept.	Id. Id.	Id. Miller and Ravenhill, Id.
10 Isas.	Id. Id.	Id. Id.
11 Ayon.	Id. Patterson, & Bristol.	Id. Acraman and Morgan, & Bristol.
12 Severn.	Id. Id.	Id. Id.
13 Forth.	Id. Mearns, & Leith.	Id. Edward Barry, & Liverpool.
14 Medina.	Id. White, & Cowen.	Id. Id.

Longueur entre les perpendiculaires au pont.

Largeur au maître hors bordages.

Croix sur quille au pont (hauteur des baux compris).

Croix sur quille aux gaillards (id.).

Tirant d'eau moyen présumé.

Déplacement à ce tirant d'eau.

Dimensions attribuées par la Compagnie.	Forth.	Ayon et Severn.	Tay.	Transatlantiques françaises.
m. 64.92	m. 65.83	m. 67.00	m. 65.25	m. 71.50
10.82	11.12	11.12	10.97	12.08
4.12	5.11	5.03	5.11	6.16
6.55	7.54	7.46	7.54	8.36
"	5.13	4.876	"	5.15
"	"	2356 ¹	"	2500 ¹

*Proportions de mâture des transatlantiques anglais (jugées faibles
comparativement à nos paquebots).*

Désignation des mâts et vergues.	Longueur en mètres.	Diamètre en millimètres.	Ton ou bout en mètres.
Mât de beaupré (en dehors des bitans).	7.31	558	"
Bout-dehors.	10.97	279	"
Râtelier de fer.	12.19	152	"
Mât de misaine.	24.38	600	3.81
Petit mât de hune.	10.97	304	"
Petit mât de perroquet.	5.486	152	"
Flèche de id.	3.048	76 (minim.)	"
Vergue de misaine.	24.33	380	1.22
Vergue de hune.	15.85	256	1.324
Vergue de perroquet.	10.36	164	0.61
Corne.	10.97	254	1.324
Bout-dehors de misaine.	9.754	254	"
Id. de banier.	10.67	254	"
Id. de perroquet.	7.675	132	"
Grand mât.	26.82	634	3.81
Grand mât de hune.	16.78	266	"
Flèche.	3.048	76 (minim.)	"
Grande vergue.	24.33	380	3.81
Corne.	10.97	254	1.324
Corde de cape.	6.096	254	"
Vergue de flèche-en-queue.	6.096	152	"
Mât d'artimon.	18.30	380	3.048
Mât de perroquet de fougue.	12.19	178	"
Corne d'artimon.	8.25	132	1.594
Corde de flèche-en-queue.	3.048	127	"
Bôme.	12.80	303	"

Machines du Forth et de la Medina, par Ed. Buxy.

Diamètre du cylindre à vapeur.	1.855	Distance entre les axes des machines.	4.37
Courbe du piston.	2.135	Du centre de l'axe à l'avant des chaudières.	3.05
Nombre de révolutions par minute.	16 $\frac{1}{2}$	Longueur de l'emplacement de la machine et des chaudières.	21.94
Diamètre des roues.	8.534	Hauteur de l'axe au dessus du dessous de la quille.	7.31
Longueur des aubes.	3.048	Poids de l'appareil moteur.	280°
Hauteur d'id.	0.756	Poids des chaudières, de l'eau et des soutes.	175
Distance des aubes à la bottaison, en départ.	1.714		
Id. Id. à l'arrivée.	0.697		
Nombre d'aubes.	22		

Le diamètre des roues varie, suivant les constructeurs, de 8^m.534 à 9^m.14. De Southampton à l'île Barbade 1230 lieues, près de moitié en sus de Liverpool à Halifax.

Vitesse de la *Clyde*, de Greenock à Southampton, d'après le capitaine, 11 $\frac{1}{2}$ milles à l'heure. Même vitesse, assure-t-on, obtenue dans les essais des autres bâtiments; mais le capitaine Chappell, l'un des inspecteurs du service, n'accuse que 10 milles marins à l'heure; cette version désintéressée paraît plus probable.

Compagnie des Indes-Orientales : *E'Acbar*, destiné à porter des bouches à feu d'un fort calibre; gaillards avant et arrière défendus par deux canons-obusiers de 84 livres sur affûts à pivot, et 6 gunnades de 32 placées en belle, 3 de chaque bord : c'est un véritable bâtiment de guerre. Il est construit par M. John Wood. — Coque sans machines, ayant bas-mâts et haubans en place, tirant d'eau avant 2^m.438, arrière 2^m.768. — Vaires croisées au dessous et contre la membrure, par des bandes de fer de 127 millimètres de largeur et 12.7 d'épaisseur, espacées entre elles de 67 centimètres.

	Sur le droit.	Sur le tour.		Sur le droit.	Sur le tour.
	Centimètres.	Centimètres.		Centimètres.	Centimètres.
Quille.	36	50	Gabard à la quille.		
Carlingue.	35	38	Serres d'empature 1 ^{er} rang.	"	15
Membrane	varangue.	31.6	Id. 2 ^e rang.	"	12.7
	1 ^{re} allonge.	23.8	Bauquères.	"	25.4
	2 ^e allonge.	20.3	Sous-bauquères.	"	15.2
	3 ^e et 4 ^e allonge.	19	Vaigres horizontales.	"	10.1
Préceintes.	"	15	Vaigres diagonales.	"	10.1
Virures en dessous.	"	40.1	Baux du faux pont.	22.8	25.4
Bordages de la carène.	"	12.7	Baux du pont.	25.4	27.9

Les dimensions principales de l'*Achar* ne diffèrent pas sensiblement de celles de l'*Acadia*, du service d'Halifax; cependant il ne sera mû que par un appareil de 350 chevaux, convenance particulière de la compagnie, préférant un fort chargement à une grande vitesse pour son service habituel.

Dimensions principales du bâtiment à vapeur en fer le Troubadour, construit à Liverpool dans le chantier de MM. Fernon et Compagnie, machine de 250 chevaux des ateliers de MM. Georges Forrester et Compagnie.

COQUE.		MACHINES.	
Longueur sur le pont.	56.600	Diamètre du cylindre.	1.486
Largeur hors têtes.	8.076	Course du piston.	1.676
Profondeur de cale.	4.422	Nombre de révolutions par minute.	21
Hauteur de quille.	0.300	Diamètre des roues.	7.161
Tirant d'eau en charge (450 ^e de charbon et 100 ^e de marchandises.)	2.390	Longueur des aubes.	2.385
		Hauteur des aubes.	0.600
Tirant d'eau les machines à bord, l'eau dans les chaudières, 4 ^e de charbon, et 4 ^e d'eau douce.	2.058	Poids des deux machines.	114 65
		Id. des chaudières.	10 320
		Id. des soutes et plateformes.	38
		Eau des chaudières.	5
		Objets divers.	

*Dimensions principales du Mammoth, mû par un propelleur à vis
du système Smith.*

Longueur de l'extrémité du taillomer au dehors du tableau.

Longueur entre les perpendiculaires au pont.

Largeur hors tôles.

Hauteur au pont.

Hauteur au gaillard.

Tirant d'eau présumé.

Déplacement à ce tirant d'eau.

Mammoth	Valeurs à trois points français.	Échelle de déplacement du Mammoth.
m	m	m
96.600	"	à 1.830 679 309
87.170	63.310	2.438 1039 1788
45.540	16.400	3.048 1450 1997
7.310	8.120	3.660 1912 527
9.780	"	4.270 2419 1977
4.876	7.877	4.876 2970 888
2970 ⁸⁸⁸	5081 ⁸	

Plusieurs ingénieurs anglais pensent que le tirant d'eau présumé est trop faible, et que le déplacement du *Mammoth* s'élèvera de 3400 à 3500 tonneaux. — Le maître-couple a la forme de celui de nos vaisseaux de 80 canons. — M. Patterson pense que le poids de la coque sera de 950 tonneaux.

à machines.

Diamètre de chaque cylindre.

88^{inch} soit 2^m.234

Course du piston.

6^f — 1.830

Nombre de révolutions des manivelles.

20 — 20

Diamètre du 1^{er} tambour des courroies.

24^f — 7.310

Id. du 2^e id.

6 — 1.830

Nombre de révolutions du propelleur à vis.

80 — 80

Nom ou destination du bâtiment.	
Potes nominale en chevaux de l'appareil à vapeur.	
Nom du constructeur, ou système de construction de l'appareil.	
Appareil moteur.	
Distance de l'axe des roues à la ligne des bords du pont du navire.	
Hauteur du dessus des carlingues au dessus du trait supérieur de la rablure de la quille.	
d°	au centre de l'arbre des roues.
d°	au centre des arbres des balanciers.
d°	au dessus des cylindres à vapeur, sans y comprendre les couvercles.
Distance entre les axes des cylindres des deux machines.	
d°	des bords d'une machine.
d°	des carlingues de poss d'une machine.
d°	des cylindres à vapeur et la verticale passant par le centre de l'arbre des roues.
Distance de l'axe des arbres des balanciers	{ à l'axe des cylindres à vapeur.
	{ à la verticale passant par le centre de l'arbre des roues.
	{ à l'axe des pompes à air.
Distance de l'axe des arbres des balanciers au centre	{ des manivelles des bielles des cylindres à vapeur.
	d° des manivelles.
	d° des pompes à air.
Longueur de la manivelle de l'arbre des roues.	
Course des pistons des cylindres à vapeur.	
Distance du centre de l'arbre des roues au centre de la poulie excentrique qui fait mouvoir les tiroirs.	
Course des tiroirs.	
Diamètre des roues	{ à l'extérieur des cercles qui réunissent les rayons.
	d° des pales des roues.
	{ à l'intérieur d°
Emplacement des roues.	{ Longueur.
	{ Largeur.
	{ Largeur du bâtiment de dehors en dehors des bordages, ou distance entre les deux emplacements des roues.
	{ Distance du dehors au dehors des emplacements des roues.
Pales des roues.	{ Nombre de pales pour chaque roue.
	{ Longueur des pales.
	{ Largeur ou hauteur des pales.
	{ Surface de chaque pale.

Erebe.	Marsellais.	Eurétas.	Sphinx.	Tancrède.	Vétoce.	Corresp. d'Alexand.	Trans- atlantique.	
Marine royale.	Marseille et Algér.	Postes royales.	Marine royale.	Postes royales.	Marine royale.	Postes royales.	Marine royale.	
10 chev. en 3 mach. de 30.	80 chev. en 3 mach. de 40.	400 chev. en 3 mach. de 80.	400 chev. en 3 mach. de 80.	100 chev. en 3 mach. de 80.	200 chev. en 3 mach. de 110.	220 chev. en 3 mach. de 110.	420 chev. en 3 mach. de 220.	
Woodday.	Fawcett.	Woodday.	Fawcett.	Miller.	Fawcett.	Miller.	Schneider.	
mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	
0.128	0.2175	0.277	0.210	0.754	0.264	0.570	0.559	
0.915	0.8575	1.727	1.348	1.459	1.380	1.752	1.500	
2.511	2.895	3.916	3.962	5.727	4.572	4.017	6.100	
0.253	0.455	0.450	0.610	0.512	0.685	0.585	0.915	
1.458	1.486	1.750	2.154	1.950	2.085	2.174	3.150	
2.154	2.591	2.745	3.200	2.840	3.810	3.299	4.200	
0.687	0.859	1.015	1.015	0.97	1.350	1.127	1.700	
0.758	0.864	1.160	1.160	0.97	1.321	1.127	1.750	
2.5495	2.896	3.873	4.267	4.113	4.579	4.800	6.225	
1.254	1.445	1.905	2.154	2.029	2.985	2.400	3.095	
1.2555	1.448	1.968	2.154	2.050	2.785	2.400	3.266	
0.627	0.724	0.9525	1.067	1.0285	1.1425	1.200	1.5475	
1.2955	1.497	1.938	2.202	2.117	2.560	2.459	3.900	
1.2955	1.497	1.968	2.202	2.117	2.560	2.459	3.200	
0.6477	0.7485	0.984	1.101	1.0585	1.180	1.2225	1.100	
0.45718	0.5555	0.686	0.724	0.658	0.838	0.750	1.140	
0.91456	1.067	1.371	1.448	1.372	1.676	1.580	2.250	
0.085	0.072	0.140	0.076	0.112	0.125	0.122	0.160	
0.166	0.144	0.280	0.205	0.224	0.250	0.244	0.380	
3.790	4.579	5.961	6.095	6.040	6.585	6.000	9.268	
3.657	4.419	5.791	5.945	5.844	6.705	6.400	9.603	
2.557	3.505	4.571	4.625	4.614	5.485	5.000	7.600	
4.092	4.794	6.248	6.248	6.245	7.010	7.000	9.500	
2.667	2.154	2.591	2.591	2.890	2.895	3.100	3.360	
5.660	6.400	8.310	8.310	8.740	9.220	9.240	12.040	
9.795	10.668	15.422	15.421	15.680	15.010	15.440	19.360	
10.	15.	14.	10.	18.	20.	18.	24.	12.
1.850	1.981	2.458	2.458	2.660	2.745	2.700	3.000	
0.400	0.457	0.610	0.660	0.615	0.610	0.700	0.800	
0.732	0.903	1.487	1.609	1.6559	1.673	1.890	2.400	

L'appareil de 220 chevaux pour la correspondance de Marseille à Alexandrie doit être construit sur un système absolument semblable à celui de 160 chevaux du Tancrède, par Miller.

0.190 Régulation proposée pour les 450.
0.580 (M. II.)

8,000 six essieux des pales
8,000 au limbe polygonal
220 Miller.

2,500 intier. sur $\frac{1}{2}$ de la hauteur
9,800 extier. sur $\frac{1}{2}$ de la hauteur
Pales mobiles des 220 Miller

Force nominale en chevaux de l'appareil à vapeur.	
Nom du constructeur, ou système de construction de l'appareil.	
Cylindres à vapeur	Diamètre des cylindres à vapeur.
	Surface d'un piston.
	Course des pistons.
	Chemin parcouru pendant l'introduction de vapeur.
	Volume de vapeur dépensé à chaque course simple de piston.
	Nota. — Durée de l'intr. de vap. en fract. de la course et moyen. p ^r les courses ascend. et descend.
Pompes à air.	Diamètre des cylindres.
	Surface d'un piston.
	Course des pistons.
	Volume pour chaque coup de piston.
Pompes alimentaires.	Diamètre des pistons.
	Surface d'un piston.
	Course des pistons.
	Volume d'eau à chaque coup de piston.
	Dans la marche normale des machines, chaque pompe peut fournir par heure.
	Nota. — Nombre de coups de piston par minute à la marche normale des machines.
Pompes d'épuisement du sàvire.	Diamètre des pistons.
	Surface d'un piston.
	Course des pistons.
	Volume d'eau à chaque coup de piston.
	Dans la marche normale des machines, chaque pompe peut enlever par heure.
Pompes alimentaires supplémentaires et à argile placées entre les grands châssis, une à chaque machine, et mues par la machine ou à bras.	Diamètre des pistons.
	Surface d'un piston.
	Course des pistons.
	Volume d'eau à chaque coup de piston.
	Dans la marche normale des machines, chaque pompe peut fournir par heure.
Pompes d'extraction de l'eau salée des chaudières, placées entre les grands châssis, deux à chaque machine, et mues par la machine ou à bras.	Diamètre des pistons.
	Surface d'un piston.
	Course des pistons.
	Volume d'eau à chaque coup de piston.
	Dans la marche normale des machines, chaque pompe peut extraire par heure.
Ouverture pour donner entrée à la vapeur dans l'enveloppe du cylindre ou dans la boîte à soupape d'expansion variable pour les 450.	Diamètre.
	Surface.
	Do par cheval de force nominale.

10 chev.	30 chev.	100 chev.	100 chev.	100 chev.	200 chev.	200 chev.	450 chev.	
Maudslay.	Fawcett.	Maudslay.	Fawcett.	Müller.	Fawcett.	Müller.	Schneider.	
mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	
0.816	0.814	1.231	1.231	1.251	1.460	1.450	1.950	
0.3230	0.63012	1.1708	1.1708	1.18016	1.57038	1.60006	2.0255	
0.9166	1.007	1.372	1.448	1.372	1.676	1.500	2.280	
0.690	0.77357	0.9004	1.0052	0.9047	1.357	1.0875	2.092	1.710
0.701	0.50753	1.1244	1.5158	1.183035	1.98500	1.74659	5.0034	5.0026
0.735	0.725	0.700	0.900	0.725	0.750	0.725	0.900	0.750
0.400	0.510	0.710	0.715	0.674	0.815	0.785	1.150	
0.1081	0.23428	0.7059	0.4015	0.35679	0.51912	0.44952	1.0387	
0.4372	0.5375	0.686	0.774	0.686	0.858	0.750	1.140	
0.0730	0.10808	0.2710	0.2907	0.24476	0.43502	0.35114	1.1841	
0.099	0.083	0.145	0.140	0.153	0.152	0.154	0.700	
0.00222	0.000082	0.0165	0.0151	0.013993	0.018146	0.018096	0.05416	
0.4372	0.5335	0.686	0.724	0.686	0.858	0.750	1.140	
0.0084	0.0053447	0.01152	0.01114	0.009506	0.0150053	0.0139728	0.05814	
435 lit.	3284 lit.	15848 lit.	16705 lit.	15315 lit.	18348 lit.	17444 lit.	35098 lit.	
31	27 $\frac{1}{2}$	23 $\frac{1}{2}$	22	23 $\frac{1}{2}$	30	22	16 $\frac{1}{2}$	
"	0.152	"	0.150	"	0.150	"	0.180	
"	0.018146	"	0.013273	"	0.017671	"	0.025447	
"	0.59675	"	0.362	"	0.449	"	0.608	
"	0.00484	"	0.001806	"	0.007404	"	0.015472	
"	7183 lit.	"	6345 lit.	"	8885 lit.	"	15169 lit.	
"	"	"	"	"	"	"	0.960	
"	"	"	"	"	"	"	0.020106	
"	"	"	"	"	"	"	0.510	
"	"	"	"	"	"	"	0.000253	
"	"	"	"	"	"	"	6108 lit.	
"	"	"	"	"	"	"	0.130	
"	"	"	"	"	"	"	0.015273	
"	"	"	"	"	"	"	0.510	
"	"	"	"	"	"	"	0.004115	
"	"	"	"	"	"	"	4035 lit.	
0.171	"	0.250	0.220	0.268	0.280	0.311	0.380	
0.0229	"	0.04900	0.02801	0.05641	0.05509	0.07396	0.115412	
0.00076	"	0.00061	0.000475	0.000705	0.000482	0.000906	0.00050105	

1.710 } Régulation-proposée pour les 450.
 5.0026 } (Pl. II.)
 0.750 }

Les pompes d'épuisement du navire des machines Maudslay et Müller sont identiques aux pompes alimentaires.
 L'appareil de 10 chevaux (Fawcett) n'a qu'une seule pompe d'épuisement.

Force nominale en chevaux de l'appareil à vapeur.	
Nom du constructeur, ou système de construction de l'appareil.	
Ouverture pour donner entrée à la vapeur dans la boîte à tiroirs.	Longueur. Largeur. Surface. D ^m par cheval.
Ouverture pour donner entrée à la vapeur dessus et dessous le piston.	Longueur. Largeur ou hauteur. Surface. D ^m par cheval.
Hauteur de la plate-bande des tiroirs.	à la partie supérieure. à la partie inférieure.
APPAREIL EVAPORATOIRE.	
Hauteur du dessus de la quille au dessus des chaudières	à la façade arrière. à la façade avant.
La façade avant de la chaudière est, au arrière de l'axe de l'arbre des roues, de	Longueur totale (4 corps isolés pour les 450).
Dimensions de la chaudière hors tôle.	Largeur totale (id.). Hauteur maximum au milieu. Hauteur à l'origine de la surface cylindrique surbaissée.
Dimensions du coffre à vapeur hors tôle.	Longueur (d'un des 4 coffres isolés pour les 450). Largeur d'un des coffres ou moitié de la largeur du coffre unique. Hauteur.
Cheminée.	Diamètre. Surface de la section. Hauteur au dessus du dôme de la chaudière, non compris la couronne.
Souppes de sûreté.	Diamètre minimum de l'ouverture. Surface de l'ouverture. Nombre de soupapes par machine.

60 chev.	80 chev.	100 chev.	120 chev.	140 chev.	160 chev.	180 chev.	200 chev.	220 chev.	240 chev.	260 chev.	
Maudslayi.	Fawcett.	Maudslayi.	Fawcett.	Miller.	Fawcett.	Miller.	Schneider.				
0.275	Diamètre.	0.510	0.380	0.475	Diamètre.	0.535	0.540				
0.100	0.180	0.155	0.175	0.128	0.160	0.140	0.200				
0.0275	0.025447	0.07903	0.0475	0.0824	0.05309	0.07882	0.112				
0.000916	0.000636	0.000987	0.000594	0.000729	0.000482	0.000717	0.00049777				
0.205	0.570	0.470	0.370	0.455	0.510	0.570	0.800				
0.065	0.071	0.105	0.097	0.0885	0.120	0.097	0.160				
0.0492	0.07545	0.01841	0.0568	0.04207	0.06120	0.05220	0.128				
0.06064	0.000586	0.000005	0.00046	0.000504	0.0005365	0.000502	0.0005888				
0.110	0.107	0.188	0.127	0.150	0.180	0.164	0.205				
0.105	0.106	0.169	0.127	0.150	0.180	0.164	0.205				
6.761	0.5875	0.914	1.178	1.459	1.692	1.410	"				
0.727	0.5875	0.914	1.178	1.459	1.692	1.410	"				
1.931	2.458	3.200	3.120	2.950	3.045	3.000	3.550				
5.692	5.572	6.578	6.450	6.460	6.705	6.800	6.600				
4.224	Foyers 5.74	4.790	Foyers 5.66	5.080	6.650	6.800	3.750				
	Condito 5.17		Condito 6.75								
2.150	2.585	2.680	2.860	2.920	3.050	3.000	2.900				
2.125	2.172	2.650	2.510	1.700	4.765	1.740	2.200				
1.755	1.500	1.900	1.850	2.750	1.960	3.300	1.800				
0.625	0.350	0.915	0.760	0.750	0.780	1.100	1.400				
0.777	0.850	1.220	0.960	1.600	0.950	1.400	1.400				
0.682	0.875	1.050	1.217	1.090	1.570	1.250	2.030				
0.5654	0.6913	0.865	1.158	0.952	1.472	1.227	3.1416				
9.209	10.880	11.900	14.080	12.125	11.640	12.000	14.000				
0.140	0.150	0.250	0.1557	0.1555	0.205	0.190	0.200				
0.0154	0.01527	0.0414	0.0190	0.0189	0.0525	0.02505	0.51116				
1	1	1	1	1	1	1	2				

0.250
0.250
Regulation prescrite pour les 450. (Pl. II.)

Report.	
Entrouises (en fer forgé pour l'Erêbe), rondelles, boulons.	
Paliers extérieurs des arbres avec coussinets, clavettes et boulons.	
Paliers des arbres de parallélogramme et de tiroirs.	
Boulons d'assemblage de l'appareil au navire.	
Pièces rapportées en dehors du bâtiment que traverse l'arbre des roues, et boulons.	

Total.

Mécanisme proprement dit.	
Traverse des tiges des pistons à vapeur	
Bielles pendantes.	
Balanciers (avec leurs coussinets pour l'Erêbe).	
Arbres des balanciers et leurs coussinets.	
Arbres de parallélogramme.	
Bielles de parallélogramme.	
Traverse des pompes à air et leurs guides.	
Bielles des pompes à air.	
Traverse des grandes bielles des manivelles, et bielles courtes.	
Grandes bielles des manivelles (et clavettes du pied pour le Sphinx).	
Arbres de tiroirs et contre-poids.	
Mécanisme des tiroirs.	
Arbres excentriques des tiges des tiroirs.	
Bielles des excentriques.	
Excentriques et contre-poids.	

Total.

Transmission de mouvement.	
Arbre intermédiaire avec ses manivelles (et boutons pour le Sphinx).	
Arbres des roues, manivelles (clefs et rondelles pour le Sphinx).	
Boutons, clavettes et rondelles pour l'Erêbe.	
Moyeux des roues et leurs calés.	
Raysons des roues, cercles et boulons d'assemblage.	
Paliers en bois et leurs armatures.	

Total.

Erêbe.	Sphinx.
Kilog.	Kilog.
3452.00	18718.00
32.00	616.00
337.00	1033.00
68.00	206.00
408.00	1092.00
92.00	"
4589.00	21667.00
206.00	824.00
238.00	1165.00
1800.00	6379.00
"	1361.00
99.00	45.00
85.00	212.00
84.00	322.00
47.00	158.00
344.50	1158.00
383.50	952.00
273.00	327.00
60.50	102.00
"	140.00
99.00	389.00
75.00	186.00
3091.50	13730.60
500.00	2567.00
1700.00	5651.00
83.00	"
894.00	1000.00
1397.50	5948.00
779.60	3986.00
5334.10	25004.00

Appareil évaporatoire.

Valves régulatrices (pour le Sphinx).	5.00
Tuyaux d'arrivée de vapeur (et boîtes à garniture pour l'Erêbe).	127.00
Corps de chaudière.	14476.00
Pièces en fonte entre les chaudières pour l'Erêbe.	13.50
Cheminée, enveloppe, ambrase, couronne et valve.	1263.50
Foyers des chaudières.	1041.00
Boîtes à soupapes d'arrêt et boudons d'assemblage pour l'Erêbe.	178.00
Boîtes à soupapes de sûreté avec les poids, les leviers et les boulons d'assemblage.	298.00
Soupapes atmosphériques.	8.00
Robinets-jauge, tubes en cristal et boîtes à garnitures.	20.50
Robinets des chauffeurs.	5.00
Flotteurs, aiguilles, etc.	54.00
Tuyaux d'évacuation des soupapes de sûreté.	148.30
Priees d'eau et tuyaux pour remplir et vider les chaudières.	249.00
Pompe à bras servant à remplir ou vider les chaudières.	104.00
Boutes à charbon en tôle.	1308.00

Total.

Accessoires.

Parquets des machines.	374.50
Parquet des chauffeurs.	468.00
Entourage ou garde-corps des machines.	127.00
Garnitures pour trous-d'homme.	152.00
Cercles et haubans de cheminée.	104.00
Escalier pour descendre aux machines.	5.00

Total.

Erêbe.	Sphinx.
5.00	5.00
127.00	625.00
14476.00	41531.00
13.50	"
1263.50	5637.00
1041.00	7170.00
178.00	"
298.00	349.00
8.00	15.00
20.50	42.00
5.00	50.00
54.00	82.00
148.30	317.00
249.00	380.00
104.00	504.00
1308.00	2257.00
19318.00	56829.00
374.50	4682.00
468.00	"
127.00	957.00
152.00	"
104.00	"
5.00	747.00
12215.50	5747.00

Récapitulation.

Organes des machines.	158.8016
Charpente des machines.	75.4800
Mécanisme propulseur dit.	65.3585
Transmission du mouvement.	80.2550
Appareil évaporatoire.	321.9066
Accessoires.	20.4250

Total.

Erêbe.		Sphinx.	
Pour 60 chevaux.	Pour 1 cheval.	Pour 100 chev.	Pour 1 cheval.
158.8016	158.8016	34704.00	216.8812
4589.00	75.4800	21667.00	135.4187
3211.50	65.3585	15730.00	85.8125
5354.00	80.2550	28004.00	175.0250
19318.00	321.9066	56828.00	355.1750
12215.50	20.4250	5747.00	35.9487
43736.20	788.9366	100617.00	1004.5312

*Poids total d'appareils à vapeur marins complets, pour bâtiments
de différente force.*

Nom du bâtiment.	Var.	Lisimée.	Erebe.	Marsailles.	Sphinx.	Tancrède.	Eurotas.	Pluton.
Force nominale.	40 chev.	50 chev.	60 chev.	80 chev.	100 chev.	160 chev.	160 chev.	240 chev.
Nom du constructeur.	Fawcett.	Maudslay.	Maudslay.	Fawcett.	Fawcett.	Miller.	Maudslay.	Schneider.
Poids des machines et des chaudières vides.	kilog. 48,000.	kilog. 38,000.	kilog. 43,500.	kilog. 72,000.	kilog. 160,000.	kilog. 140,000.	kilog. 128,000.	kilog. 226,000.
Poids par unité de cheval.	900.	760.	725.	900.	1,000.	875.	800.	940.

NOTE SUR LE JAUGEAGE DES NAVIRES A VAPEUR.

Ancienne méthode anglaise.

(Sect. 33, Geo. III, cap. 5.)

L Longueur horizontale de dehors en dehors, depuis l'étambot jusqu'à l'étrave sous le beaupré.

l Largeur du navire au maître-couple, soit au dessus, soit au dessous de la préceinte.

L₁ Longueur de la chambre de la machine.

T Tonnage.

$$T = \frac{L - L_1 - \frac{1}{2}l}{185} \times P.$$

Nouvelle méthode anglaise.

(Par acte du Parlement, Guillaume IV, 9 septembre 1835.)

Divisez la longueur du pont supérieur, entre l'arrière de l'étrave et l'avant de l'étambot, en six parties égales, et marquez les points de division avant, milieu et arrière. — *Profondeurs.* A ces trois points de division, mesurez en pieds, et parties décimales du pied, les profondeurs à partir du dessous du pont supérieur jusqu'au vaigrage sur l'anguillère, ou, lorsqu'il y a un coupé au pont supérieur, à partir de la ligne formant le prolongement de ce pont. — *Largeurs.* Divisez chaque profondeur en cinq parties égales, et mesurez les largeurs intérieures aux points suivants : savoir, au cinquième et aux quatre cinquièmes, à partir du pont supérieur pour les profondeurs la plus avant et la plus arrière, et aux deux cinquièmes et aux quatre cinquièmes à partir du pont supérieur pour la profondeur du milieu du navire. —

Longueur. A la moitié de la profondeur du milieu mesurez la longueur du navire de l'arrière de l'étrave à l'avant de l'étambot.

Calcul. A deux fois la profondeur du milieu ajoutez les profondeurs la plus avant et la plus arrière pour la *somme des profondeurs*; ajoutez ensemble les largeurs supérieure et inférieure les plus avant, trois fois la largeur supérieure avec la largeur inférieure au milieu, et la largeur supérieure et deux fois la largeur inférieure de la division arrière, pour la *somme des largeurs*. Multipliez alors ensemble la *somme des profondeurs*, la *somme des largeurs* et la *longueur*, et divisez le produit par 3500, ce qui donnera le nombre de tonnes, ou le registre du bâtiment.

Si le navire a une dunette ou demi-pont, ou un coupé au pont supérieur, mesurez les longueur, largeur et hauteur moyennes de la partie comprise en dedans de la cloison; multipliez ensemble ces trois dimensions, et divisez le produit par 92.4; le quotient sera le nombre de tonnes à ajouter au résultat trouvé ci-dessus.

Pour déterminer le tonnage des navires ouverts (*ou non pontés*), les profondeurs doivent être comptées du can supérieur de la virure supérieure.

Pour les navires à vapeur, le tonnage dû à la chambre de la machine doit être retranché du tonnage total calculé par la règle ci-dessus. Pour le déterminer, mesurez la longueur intérieure de la machine entre la cloison avant et la cloison arrière; multipliez cette longueur par la profondeur au milieu du navire, et le produit par la largeur intérieure au milieu et aux deux cinquièmes de la profondeur à compter du pont, et divisez le produit final par 92.4.

En désignant par L la longueur du navire, par l ses différentes largeurs et par C ses creux ou profondeurs, par L_1 , l_1 , C_1 , les dimensions analogues pour la chambre de la machine, on aura l'expression suivante du tonnage des navires à vapeur, selon la nouvelle méthode :

$$T = \frac{(l^{v\frac{1}{2}} + l^{v\frac{1}{2}} + 3l^{m\frac{1}{2}} + l^{m\frac{1}{2}} + l^{a\frac{1}{2}} + 2l^{a\frac{1}{2}})(3C^m + C^v + C^a)L}{3500} - \frac{l_1^{m\frac{1}{2}} \times C_1^m \times L_1}{92.4}$$

Ancienne méthode française.

(Ordonnance du 8 août 1821.)

- L. Longueur de tête en tête, conformément à la loi du 1^{er} janvier 1794.
l Demi-somme des largeurs du navire de dehors en dehors sur le pont, à chacune des deux extrémités de l'espace occupé par les machines, en ne tenant aucun compte des galeries et roues à aubes.
 C. Creux mesuré à la pompe de secours du navire.
 L₁ Longueur de l'espace occupé par les machines et par leur approvisionnement en combustible.

$$T = \frac{(L - l_1) Cl}{94} \quad \text{Tonnage en mesures anciennes.}$$

$$T = 0,3 (L - l_1) Cl \quad \text{Tonnage en mesures métriques.}$$

Nouvelle méthode française.

(Ordonnance du 2 septembre 1838.)

« Les bateaux à vapeur seront jaugeés d'après le mode déterminé par l'ordonnance du 18 novembre 1837 pour les navires à voiles ; mais sur le nombre de tonneaux résultant de ce mode il sera fait déduction de quinze pour cent, qui représente l'espace occupé par les machines et leurs accessoires. »

La formule du tonnage des bâtiments à vapeur est donc maintenant en mesures métriques :

$$T = \frac{L Cl}{3.8} \left(1 - \frac{15}{100}\right),$$

ou plus simplement

$$T = \frac{L Cl}{4.47}.$$

- L. est la longueur moyenne du navire, c'est-à-dire la demi-somme de la longueur du pont, de râblure en râblure, et de la longueur de la quille ou portant-sur-terre.
l est la largeur du maître-bau en dehors des bordages.
 C. est le creux mesuré depuis le dessus du vaigrage à toucher la carlingue jusqu'au dessus du maître-bau.

(Appendice A et B à la nouvelle édition anglaise de Tredgold, p. 27 et 28.)

Dimensions of masts and yards proposed for a steam sloop of war of about 850 tons.

	Length.	Diam.
	ft.	in.
Lower masts.		
Extreme length of foremast.	80 0	
From deck to lower side of trussel-trees.	47 6	22 1
Head.	12 6	
Houling from heel to deck.	30 0	
Extreme length of main-mast.	76 0	
Iron leg between boilers.	14 6	
From deck to lower side of trussel-trees.	58 6	22
Head.	12 0	
Houling from heel to deck.	5 6	
Extreme length of mizen-mast.	59 6	
From deck to lower side of trussel-trees.	44 0	15
Head.	8 0	
Houling from heel to deck.	7 6	
Mizzenmast.		
Extreme length.	36 0	19
Houling.	9 6	
Fore.		
Topmast, extreme length.	55 0	12
From heel to bouds.	55 0	
Top-gallant-mast.	15 0	
Royal pole.	5 0	
Lower yard, extreme length.	65 0	14 1
Yard-arms, each.	5 0	
Topmast yard, extreme length.	80 0	
Yard-arms, each.	6 9	9 1/2
Top-gallant-yard, extreme length.	34 0	6 1/2
Yard arms, each.	1 0	
Royal yard, extreme length.	23 0	6
Royal mast.	26 0	6 1/2
Main.		
Topmast, extreme length.	57 0	11
Pole.	10 0	
Mizen.		
Topmast, extreme length.	58 0	7 1/2
Pole.	6 4	
Jib-boom.		
Extreme length.	38 0	
Houling.	11 8	11
Pole.	3 0	

Dimensions des mâts et vergues proposées pour un sloop à vapeur de guerre d'environ 850 tonneaux. (Mesure, de 230 chevaux.)

	Long.	Diam.
	metres.	and lines.
Lower masts.		
Longueur totale du mât de misaine.	24.283	
De pont à la face inf. des barres de hune.	14.477	0.371
Ton.	5.810	
De l'emplanture au pont.	6.090	
Longueur totale du grand mât.	25.164	
Jambe en fer entre les chaudières.	4.419	
De pont à la face inf. des barres de hune.	17.850	0.355
Ton.	3.623	
Du pied (sur la jambe en fer) au pont.	1.676	
Longueur totale du mât d'artimon.	14.135	
De pont à la face inf. des barres de hune.	13.414	0.281
Ton.	2.438	
De l'emplanture au pont.	6.596	
Mizzenmast.		
Longueur totale.	8.755	0.485
Partie inf. (de l'emplanture à l'étrave).	2.805	
Fore.		
Longueur totale du mât de hune.	16.703	0.505
Du pied à la noix.	10.648	
Flèche de perroquet.	4.572	
Flèche de cacatois.	1.524	
Longueur totale de la basse vergue.	15.811	0.368
Longueur de chaque bout.	4.834	
Mizenmast.		
Longueur totale de la vergue de hune.	15.828	0.548
Longueur de chaque bout.	5.057	
Longueur totale de la vergue de perroquet.	9.448	0.465
Longueur de chaque bout.	6.308	
Longueur totale de la vergue de cacatois.	6.705	0.152
Mât de cacatois.	7.285	0.185
Grand mât.		
Longueur totale du mât de hune.	17.375	0.579
Flèche.	5.048	
Artimon.		
Longueur totale du perroquet de focque.	11.536	0.190
Flèche.	1.580	
Boute-lers de foc.		
Longueur totale.	11.588	0.879
Partie intérieure ou doublant le beaupré.	3.556	
Flèche.	0.914	

		Length. Diam.			Long. Diam.
		ft. in. in.			mètres.
Fore.	Gaff, extreme length.	40 0	Misale.	Corne, longueur totale.	12.198
	To cleats.	38 0		Aux taquets.	11.867
	Trysail gaff.	37 0		Corne de cape.	8.729
Mast.	Gaff, extreme length.	40 0	Grand mât.	Corne, longueur totale.	12.198
	To cleats.	38 0		Aux taquets.	11.867
	Trysail gaff.	37 0		Corne de cape.	8.729
	Gaff topsail yard.	45 6		Vergue de flèche-en-queue.	4.734
	Flying gaff topsail yard, spare gaff topsail for light winds.	35 9		Vergue de flèche-en-queue volante, corne de flèche-en-queue de rechange pour les vents légers.	7.010
Mizzen.	Gaff, extreme length.	30 0	Arrière-mât.	Corne, longueur totale.	9.144
	To cleats.	28 0		Aux taquets.	7.925
	Gaff topsail yard.	12 8		Vergue de flèche-en-queue.	3.810
	Flying gaff topsail yard, large gaff topsail for light winds.	11 6		Vergue de flèche-en-queue volante, grande corne de flèche-en-queue pour les vents légers.	4.419

NOMENCLATURE TECHNIQUE ANGLAISE ET FRANÇAISE RELATIVE AUX MACHINES
ET NAVIRES A VAPEUR.

MARINE STEAM ENGINE.

DENOMINATION AND USES OF THE SEVERAL PARTS
OF THE MACHINERY.

Starboard engine. Larboard engine.

- 1 Foundation plate.
- 2 Steam cylinder and jacket.
- 3 Steam cylinder cover.
- 4 Steam piston.
- 5 D Valve and valve casing.
- 6 Condenser.
- 7 Air pump.
- 8 Air pump cover.
- 9 Air pump bucket.
- 10 Hot water well or cistern.
- 11 Hot well top.
- 12 Feed pump, with plunger.
- 13 Bilge pump, with plunger.
- 14 Engine house.
- 15 Columns or pilasters.
- 16 Pieces of diagonal framing.
- 17 Crank shaft or intermediate shaft.
- 18 Cranks.
- 19 Eccentric wheel.
- 20 Paddle shaft.
- 21 Hanging carriage.
- 22 Hanging for outer end of paddle shaft.

MACHINE A VAPEUR MARINE.

DÉNOMINATION ET USAGES DES DIVERSES
PARTIES DU MÉCANISME.

Machine de tribord. Machine de bâbord.

- 1 Plaque de fondation.
- 2 Cylindre à vapeur et son enveloppe.
- 3 Couvercle du cylindre à vapeur.
- 4 Piston id.
- 5 (Soupape à D.) Tiroir et boîte à tiroir.
- 6 Condenseur.
- 7 Pompe à air.
- 8 Couvercle de la pompe à air.
- 9 (Seau). Piston id.
- 10 Bâche de la pompe à air, ou réservoir de l'eau élevée par cette pompe.
- 11 Cylindre qui exhause la bâche de la pompe à air, ou trop-plein de cette bâche.
- 12 Pompe alimentaire, avec piston plein.
- 13 Pompe d'épuisement de la cale, avec id.
- 14 Bâti ou charpente de la machine.
- 15 Colonnes ou pilastres.
- 16 Châssis triangulaires des bâtis.
- 17 Arbre des manivelles ou arbre intermédiaire.
- 18 Manivelles.
- 19 Excentrique.
- 20 Arbre des pales, ou arbre des roues.
- 21 Support des coussinets pour tourillon d'arbre, ou porte-coussinets.
- 22 Support pour le bout extérieur de l'arbre des roues.

- 23 Paddle wheel.
 24 Sockets for paddle wheels.
 25 Paddle arms.
 26 Paddle rings.
 27 Beams.
 28 Main connecting rod.
 29 Cross bar for steam piston, d* for valve, d* for connecting rod. Air pump cross bar.
 30 Main side rods. Valve side rods. Air pump side rods.
 31 Motion (Parallel motion) shaft.
 32 Eccentric shaft.
 33 Motion rods.
 34 Eccentric rod and brass belt.
 35 Balance weight for valves.
 36 d* for eccentric.
 37 Crank pin.
 38 Catch ring for crank shaft.
 39 Turned washers for crank pin.
 40 Starting lever.
 41 Duplicate piston ring.
 42 Gland and collar bush for cylinder cover, etc.
 43 Bottom blow valve.
 44 Feed valve box for pump.
 45 Injection slide.
 46 Blow valve.
 47 Upper blow thro' valve.
 48 Throttle valve and spindle.
 49 Standard lever for valves.
 50 Injection lever.
 51 Brass guard for injection lever, d* for throttle valve, etc.
 52 Straps, brasses; gibs and colters for side rods, etc.
 53. Packing blocks for valves.
 54. Copper air pump rod.
 55 Main pedestals.
 56 Caps for main pedestals.
 23 Roue à pales ou à aubes.
 24 Disques ou moyeux des roues à pales.
 25 Rayons des roues.
 26 Cereles des roues.
 27 Balanciers.
 28 (Grande verge de connexion.) Grande bielle.
 29 T ou traverse du grand piston, id. du tiroir, id. de la grande bielle. T ou traverse de la pompe à air.
 30 Bielles pendantes du grand piston. Bielles du tiroir. Bielles de la pompe à air.
 31 Arbre du parallélogramme.
 32 Arbre du tiroir.
 33 Bielles du parallélogramme.
 34 Bras et collier en cuivre d'excentrique.
 35 Contre-poids du tiroir.
 36 Id. d'excentrique.
 37 Bouton ou tourillon de manivelles.
 38 Toe ou heurtoir pour arbre des id.
 39 Rondelles tournées pour bouton de id.
 40 Levier de mise en train ou pour manœuvrer le tiroir à la main.
 41 Colletterie ou couronne du grand piston.
 42 Boîte à étoupes pour couvercle de cylindre, etc.
 43 Clapet du fond de la pompe à air.
 44 Boîte à soupapes pour pompe alimentaire.
 45 Tiroir d'injection.
 46 Remiflard.
 47 Soupape qui donne la vapeur pour purger le condenseur.
 48 (Soupape à gorge.) Registre de vapeur, garni de son essien.
 49 Levier régulateur pour soupapes.
 50 Levier de l'injection.
 51 Garde en cuivre pour levier d'injection, id. pour registres, etc.
 52 Etriers ou brides, coussinets, contre-clavettes à talons et clavettes pour bielles, etc.
 53 Presse-garnitures des tiroirs.
 54 Tige en cuivre de la pompe à air.
 55 Grands paliers, ou paliers de l'arbre de couche.
 56 Chapeaux pour grands paliers.

- 57 Pedestals for motion shaft with brasses and bolts.
- 58 Pedestals with brasses and bolts for ex-centric shaft.
- 59 Screw'd handles for cylinder cover.
- 60 Wooden thickness pieces for pedestal.
- 61 Keys for pedestals.
- 62 Brass tallow cups.
- 63 Grease cock and cup for valve.
- 64 Barometers or vacuum-gauges with pipes, cisterns and covers complete.
- 65 Glasses for d°
- 66 Paddle boards.
- 67 Paddle plates.
- 68 Sets of keys for securing sockets on paddle shafts.
- 69 Hooked paddle bolts.
- 70 Copper oil pipe for outer end of paddle shaft.
- 71 Cast iron flooring plates for between engines.
- 72 Stays for engine house.
- 73 Pieces of polished stays.
- 74 Handrails.
- 75 Stanchions for guard of engine house.
- 76 Gratings for ends of beams.
- 77 Gratings for crank batches.
- 78 Holding down bolts with nuts.

Boiler.

- 79 Steam boiler.
- 80 Steam chest.
- 81 Chimney.
- 82 Stays of chimney.
- 83 Cast iron fire bars.
- 84 Fire doors for boiler.
- 85 Hinges with pins and catches for fire doors.
- 86 Front, back, middle bearers for fire bars.
- 87 Fire irons.

- 57 Paliers avec consignes et boulons pour arbre de parallélogramme.
- 58 Id. pour arbre d'excentrique ou du tiroir.
- 59 Anses ou poignées à vis pour couvercle de cylindre.
- 60 Cales en bois pour palier.
- 61 Clefs pour paliers.
- 62 Coupes ou godets à graisse en cuivre.
- 63 Robinet et godet à graisse pour tiroir.
- 64 Baromètres ou jauges du vide avec complètement des tuyaux, cuvettes et couvercles.
- 65 Tubes en verre pour id.
- 66 (Pales en planches.) Pales ou aubes en bois.
- 67 Plaques ou bandes de fer pour poles.
- 68 Assortiments de clefs pour caler les disques sur les arbres des roues.
- 69 Boulons à crochet des pales.
- 70 Tuyau en cuivre pour huiler le bout extérieur de l'arbre des roues.
- 71 Plaques en fonte de parquet entre les machines.
- 72 Entretoises pour bâtis de machine.
- 73 Pièces d'entretoises polies.
- 74 Maies-courantes.
- 75 Chaudelières pour garde-corps de machine.
- 76 Grilles pour extrémités des balanciers.
- 77 Grilles pour claires-voies de manivelles.
- 78 Boulons de cartouche avec écrous.

Chaudière.

- 79 Chaudière à vapeur.
- 80 Coffre à vapeur.
- 81 Cheminée.
- 82 Etais ou haubans de cheminée.
- 83 Barres de fourneau en fonte.
- 84 Portes de fourneaux de la chaudière.
- 85 Pentures avec boulons et loquets pour portes de fourneaux.
- 86 Support avant, arrière, du milieu, pour barres de fourneaux.
- 87 Ringards ou tisonniers.

- | | |
|--|---|
| 88 Ashes bucket. | 88 Cendrier à enlever les cendres et escarbilles. |
| 89 Gauge cocks. | 89 Robinets-jauges. |
| 90 Water gauge glasses for boiler. | 90 Tubes indicateurs du niveau de l'eau pour chaudière. |
| 91 Mercury steam gauge and brass index. | 91 Manomètre de la vapeur, et indicateur en cuivre. |
| 92 Feed valve box for boiler and brass valves and seats. | 92 Boîte à soupapes d'alimentation pour chaudière, soupapes et sièges et cuivre. |
| 93 Double safety valve box for boiler. | 93 Boîte à double soupape de sûreté pour chaudière. |
| 94 Spindle and lever for safety valve. | 94 Fuséau ou essieu et levier pour soupape de sûreté. |
| 95 Reverse valve for boiler. | 95 Soupape renversée ou soupape atmosphérique pour chaudière. |
| 96 Weight for safety valve. | 96 Poids de charge de soupape de sûreté. |
| 97 Brackets and pins for carrying lever of safety valve. | 97 Douilles avec boulons pour supports de levier de soupape de sûreté. |
| 98 Pricker bar for front of boiler. | 98 Barre d'appui de ringards pour devant de chaudière. |
| 99. Cast iron flooring plates for front of boiler. | 99 Plaques en fonte de parquet pour devant de chaudière. |
| 100 Small cast cover for flooring plate. | 100 Petit couvercle en fonte pour plaque de parquet. |
| 101 Cleaning doors, cross bars and bolts for boiler. | 101 Portes de vidange ou portes de sels, avec traverses et boulons, pour chaudière. |
| 102 Joint iron for boiler. | 102 Joints en fer pour chaudière. |
| 103 Rivets. | 103 Rivets. |
| 104 Manway and cover and bolts for boiler. | 104 Trou-d'homme avec couvercle et boulons pour chaudière. |
| 105 Deck plate for chimney. | 105 Plaque du pont pour cheminée. |
| 106 Casing for chimney. | 106 Chemise de cheminée. |
| 107 Pieces of coal closets. | 107 Pièces de soutes à charbon. |
| 108 Coal scuttle grating and cover. | 108 Grille et couvercle d'écouteille à charbon. |
| 109 Brass cock for slackening fires in engine house. | 109 Robinet en bronze pour éteindre les feux dans la chambre de la machine. |
| 110 Waste steam pipe with socket. | 110 (Tuyau de vapeur superflue.) Tuyau de dégagement de vapeur, avec embase ou colerette. |
| 111 Head for waste steam pipe. | 111 Tête ou boule du tuyau de dégagement de vapeur. |
| 112 Stays for d" | 112 Etais ou colliers pour id. |
| 113 Waste steam pipe for vessel's side. | 113 Tuyau de dégagement de vapeur pour le côté du navire. |

Communication pipes.

- 114 Steam pipe.
 115 Elbow steam pipes.
 116 Breeches steam pipe.
 117 Steam pipe with two flanges.
 118 Gland and stuffing box for steam pipe.
 119 Pipe for inside of boiler.
 120 Waste water pipe.
 121 Stop valve.
 122 Lead suction pipes for bilge pump.
 123 Discharging pipes for d°.
 124 Copper thimbles for pipes.
 125 Copper windbores for pipes.
 126 Millboard joints for d°.
 127 Lead windbore for suction pipes.
 128 Copper roses for side of vessel and nails for d°.
 129 Injection pipe.
 130 Eduction pipe.
 131 Blowing-off pipes.

Extinguishing pump.

- 132 Brass ram for d°.
 133 Leather hose with screws.
 134 Handles for working extinguishing pump by hand.
 135 Copper pipe for deck for rod of extinguishing pump.
 136 Copper swan neck'd pipe and branch pipe for extinguishing pump.

Tools and other articles necessary for engines.

- 137 Spanners for bolts, nuts, cocks, etc.

Tuyaux de communication.

- 111 Tuyau à vapeur ou tuyau de communication de la vapeur.
 115 Coudes id.
 116 Embranchements id.
 117 Tuyau à vapeur avec deux collerettes.
 118 Boîte à garniture pour tuyau à vapeur.
 119 Tuyau pour l'intérieur de la chaudière.
 120 (Tuyau d'eau inutile.) Tuyau de décharge du condenseur.
 121 Soupape d'arrêt.) Vanne du tuyau de décharge.
 122 Tuyaux d'aspiration en plomb pour pompe d'épuisement de la cale.
 123 Tuyaux de décharge pour id.
 124 Brides en cuivre pour tuyaux.
 125 Grilles ou lanternes en cuivre pour id.
 126 Joints en carton pour id.
 127 Lanterne en plomb pour tuyaux d'aspiration.
 128 Grilles ou crépines en cuivre pour côté du navire, et clous pour id.
 129 Tuyau d'injection dans le condenseur.
 130 (Tuyau d'édaction.) Coudut du cylindre au condenseur.
 131 (Tuyaux soufflant au large.) Tuyaux d'extraction des chaudières.

Pompe à incendie, ou pompe à bras à quatre fins pour remplir et vider la chaudière.

- 132 Tige en cuivre pour id.
 133 Manche en cuir avec raccordements à vis.
 134 Manivelles ou brinsbales pour manœuvrer la pompe à bras.
 135 Tuyau en cuivre sur le pont pour tige de pompe à bras.
 136 Tuyau en cuivre à cou de cygne et branche de tuyau pour pompe à incendie.

Outil et autres articles nécessaires aux machines.

- 137 Clefs à levier pour boulons, écrous, robinets, etc.

- 138 Monkey spanner.
 139 1 Pair purchase blocks with snatch block.
 140 White purchase fall.
 141 Fire and cleaning irons.
 142 Hammers assorted.
 143 Picks for scaling boiler.
 144 Pair smith's tongs.
 145 Plumber solder and soldering tool.
 146 Ladle for d".
 147 Copper soldering tool.
 148 Spelter and borax.
 149 Copper hammer and helve.
 150 Wood mallets.
 151 Steel chisels.
 152 Files and handles.
 153 Steel drifts.
 154 Steels drills and drill brace.
 155 Taps and wrench.
 156 Black standing vice.
 157 Smith's anvil.
 158 Pasteboard chisels.
 159 Millboard joints.
 160 Lead joint rings.
 161 Worms for drawing packings.
 162 Tallow kettles.
 163 Gauges for engine.
 164 Tin tallow box.
 165 Cask containing fire clay.
 166 Cask containing cement.
 167 Keg white lead.
 168 d" tallow.
 169 Bottle boil'd oil.
 170 d" black varnish.
 171 d" sweet oil.
 172 d" sperits turpentine.
 173 Green paint.
 174 Black paint.
 175 Copper oil cans.
 176 Brushes.
 177 Hemp, yarn, hurds and gaskets.
 178 Black lead, emery, resin, flax and sheets sand paper.
 138 (Singeclief.) Clef à l'anglaise.
 139 1 paire d'appareils de ponties, ou palans avec poulie coupée.
 140 Garant blanc pour palan.
 141 Tisonniers ou ringards pour feu et nettoyage.
 142 Marteaux assortis.
 143 Marteaux à piquer les sels des chaudières.
 144 Paire de tenailles de forgeron.
 145 Soudure et outils à souder de plombier.
 146 Cuillère pour id.
 147 Outil à souder le cuivre.
 148 Zinc et borax.
 149 Marteau en cuivre et manche.
 150 Maillets en bois.
 151 Ciseaux en acier.
 152 Limes et manches.
 153 Repoussoirs en acier.
 154 Mèches en acier et archet pour id.
 155 Filières et tourne-à-gauche.
 156 Etau à pied.
 157 Enclume de forgeron.
 158 Ciseaux à carton.
 159 Feuilles de carton pour joints.
 160 Cereles de plomb pour id.
 161 Tire-étoupes.
 162 Chaudières ou bouilloires à suif.
 163 Jauges ou cabbres pour la machine.
 164 Boîte à suif en fer-blanc.
 165 Tonneau contenant de l'argile réfractaire.
 166 Tonneau contenant (du ciment) de la li-maille de fonte.
 167 Baril de blanc de cèruse.
 168 Id. de suif.
 169 Bouteille d'huile bouillie.
 170 Id. de vernis noir.
 171 Id. d'huile d'olive.
 172 Id. d'essence de térébenthine.
 173 Peinture verte.
 174 Id. noire.
 175 Burettes en cuivre pour l'huile.
 176 Brosses ou pinceaux.
 177 Chauvre, fil de caret, torons et tresses.
 178 Mine de plomb, émeri, résine, blasse et feuilles de papier sablé.

179 Brass name plates and pins for fixing d°. 179 Plaques de cuivre portant le nom du constructeur, et clous pour les fixer.

Note. Ce tableau comparatif est extrait d'une spécification ou facture très détaillée pour envoi de machines à vapeur marines, par MM. Fawcett et Preston, de Liverpool. (11 mars 1837.)

STEAM VESSEL.

PRINCIPAL DIMENSIONS.

Length from the fore part of the stem to the stern-post, at the rebate of the keel.
Breadth, extreme.
Moulded.
Depth in hold.
Burthen in tons.

DENOMINATION OF THE SEVERAL PARTS OF THE FRAME, ETC.

Frame and withoutboard.

- 1 Keel.
- 2 Stem.
- 3 Apron.
- 4 Stemson.
- 5 Stern-post.
- 6 Inner-post.
- 7 Wing transom.
- 8 Counter transom.
- 9 Deadwood.
- 10 Keelson.
- 11 Fashion-pieces.
- 12 Knightheads.
- 13 Hawse-pieces.
- 14 Room and space.
- 15 Cross pieces or short floors.
- 16 Half floors.
- 17 Lower futtocks.
- 18 Second futtocks.
- 19 Frame. Midship-frame.

NAVIRE A VAPEUR.

DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur de l'avant de l'étrave à l'arrière de l'étambot, à la riblure de la quille.
Largeur hors bordure.
Largeur hors gabariage ou hors membrure.
Creux ou profondeur de cale.
Port en tonneaux, ou tonnage.

DÉNOMINATION DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA CHARPENTE, ETC.

Membrure et extérieur.

- 1 Quille.
- 2 Etrave.
- 3 Contre-étrave.
- 4 Marsoin d'avant.
- 5 Etambot.
- 6 Contre-étambot.
- 7 Lisse d'hourdy.
- 8 Barre d'écussson.
- 9 Massif.
- 10 Carlingue.
- 11 Cornières ou estains.
- 12 Apôtres.
- 13 Allonges d'écubiers.
- 14 Intervalle entre les couples (de gabariage en gabariage).
- 15 Oreillers ou petites varangues.
- 16 Demi-varangues.
- 17 (Allonges les plus basses.) Genoux.
- 18 (Deuxièmes allonges.) Premières allonges.
- 19 Couples. Maître-couple.

- 20 Main wales.
 21 Thick stuff, under the main wales.
 22 Topsides.
 23 Sheer strakes.
 24 Bottom plank.
 25 Garboard strake.
 26 Counter plank.
 27 Plansheer or gunwale.

Withinboard.

- 28 Thick strakes on the floor lends.
 29 Engine bearers or keelsons.
 30 Shelf pieces to receive the ends of the upper deck beams.
 31 Clamp, under the shelf piece.
 32 Strake under the clamp.
 33 Diagonal iron plates.
 34 Diagonal plank.
 35 Cabin platforms.
 36 Paddle beams.
 37 Iron knees to paddle beams.
 38 Iron stays.
 39 Spring beam.
 40 Paddle cases.
 41 Spoutings.
 42 Upper deck beams.
 43 Waterway.
 44 Flat of the deck.
 45 Roughtree timbers.
 46 Roughtree rail.
 47 Towing timbers.
 48 Breast hooks upper deck.
 49 Hook at the platform deck.
 50 Hook in the hold.
 51 Crutches.
 52 Windlass.
 53 Pawl bit.
 54 Carriek bits.
 55 Cat heads.
 56 Forecastle and quarter-deck beams.

- 20 Précintes.
 21 (Virures d'épaisseur sous les précintes.)
 Bordages de diminution.
 22 Oeuvres-mortes.
 23 Virures de vibord.
 24 Bordage de la carène.
 25 Gabord.
 26 Bordure de la voûte.
 27 Plat-bord.

Intérieur.

- 28 Vaigres d'épaisseur aux têtes des varangues, ou vaigres d'emporture.
 29 Carlingues de la machine.
 30 Gouttières renversées pour recevoir les extrémités des baux du pont supérieur.
 31 Bauquière sous la gouttière renversée.
 32 Sous-bauquière.
 33 Bandes de fer diagonales.
 34 Vaigrage diagonal.
 35 Planchers des chambres.
 36 Baux de force, ou grands baux de roues à aubes.
 37 Courbes en fer de ces baux.
 38 Arcs-boutants en fer.
 39 Traversin ou élongis des roues.
 40 Tambours des roues.
 41 Soufflages ou smillies sur les côtés du navire, à l'avant et à l'arrière des tambours.
 42 Baux du pont supérieur.
 43 Gouttière.
 44 Bordure du pont.
 45 Montants de batayole.
 46 Lisse de batayole.
 47 Bittons de tonage.
 48 Guirlandes de l'avant du pont supérieur.
 49 Guirlande du faux-pont.
 50 Id. de la cale.
 51 Guirlandes de l'arrière.
 52 Guindeau.
 53 Bitte du linguet.
 54 Montants latéraux.
 55 Bossoirs.
 56 Baux des gaillards d'avant et d'arrière.

<i>Divers.</i>	<i>Divers.</i>
57 Davits.	57 Davier pour traverser l'ancre.
58 Rother.	58 Gouvernail.
59 Pumps.	59 Pompes.
60 Head, stern, and quarter gallery.	60 Gaière, poupe et honteilles.
61 Mast and bowsprit partners, comings companionions, and skylights.	61 Étambrais de mât et de beaupré. Cadres d'écoutilles, capots d'échelles et claire-voies.
62 Steering wheel, tiller or yoke.	62 Roue de gouvernail, barre.
63 Chain cable lockers.	63 Puits pour câbles-chalnes.
64 Engine room bulk-heads.	64 Cloisons transversales de la chambre de la machine.
65 Copper.	65 Cuivre (doublage).
66 Calking.	66 Calfatage.
67 Joiner's work.	67 Menuiserie.
68 Plumbers, glaziers, painting.	68 Plomberie, vitrerie, peinture.
69 Masts, yards, blocks, etc., etc.	69 Mâts, vergues, poulies, etc., etc.

Nota. Extrait d'un état d'échantillons des bois, etc. (*Scantlings*, etc.), inséré dans le Traité relatif à la construction du navire à vapeur de S. M. impériale le *Cochin*.

Les échantillons se mesurent *sur le tour* (en anglais *moulded*) et *sur le droit* (en anglais *sided*).

FIN.

SBN 005309





